

**Міністерство освіти і науки України**

**Луцький національний технічний університет**

(повне найменування вищого навчального закладу)

**Факультет транспорту та механічної інженерії**

(повне найменування факультету)

**Кафедра прикладної механіки та мехатроніки**

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»**

**Модернізація та дослідження шліфувального верстата з  
метою підвищення його динамічної точності**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти  
групи ІМм-21

Сльозко Микола Віталійович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник:

д.т.н., професор

Марчук В.І.

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Кваліфікаційну роботу  
допущено до захисту  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Четвержук Тарас Іванович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Луцьк – 2023 року

**Луцький національний технічний університет**

**Факультет** Транспорту та механічної інженерії  
**Кафедра** Прикладної механіки та мехатроніки  
**Другий (магістерський) рівень**  
**освітньо-професійної програми «Прикладна механіка»**  
**Спеціальність** 131 Прикладна механіка

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Р. РЕДЬКО  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

Сльозко Микола Віталійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *«Модернізація та дослідження шліфувального верстата з метою підвищення його динамічної точності»*, керівник кваліфікаційної роботи магістра Марчук Віктор Іванович д.т.н., проф. каф. ПМіМ затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» січня 2023 р., № 42/01-02

2. Строк подання студентом роботи 01.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: звіт з переддипломної практики, технічна документація по шліфувальних верстатах, креслення вузлів верстатів-аналогів, конструкторська документація, нормативні дані.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз літературних джерел щодо використання шліфувальних верстатів. 2. Розрахунок гідростатичних опор шпинделя. 3. Теоретичні дослідження плоскошліфувальних верстатів. 4. Технологія виготовлення високоточних шпинделів. Висновки по роботі. Список використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Загальний вигляд – 1 ф. А1; 2. Частотний аналіз 1 ф. А1; 3. Пристрій навантажувальний – 1 ф. А1; 4. Форми коливань шпинделя – 1 ф. А1; 5. Температура підшипників шпинделя – 1 ф. А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

01.03.2023 р.

Керівник

\_\_\_\_\_ (підпис)

Завдання прийняв до виконання

\_\_\_\_\_ (підпис)

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Примітка
1.	Загальний розділ.	25.09.2023	
2.	Розрахунок гідростатичних опор шпинделя	15.10.2023	
3.	Теоритичні дослідження плоскошліфувальних верстатів	5.11.2023	
4.	Технологія виготовлення шпинделів високоточних верстатів	25.11.2023	
5.	Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра		

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Сльозко М.В.  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

Марчук В.І.  
(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Сльозко М.В. Модернізація та дослідження шліфувального верстата з метою підвищення його динамічної точності. – Рукопис.

Атестаційна магістерська робота на здобуття кваліфікації другого (магістерського) рівня вищої освіти із спеціальності 131 – Прикладна механіка. – Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2023.

Робота присвячена питанням розробки методики та дослідження шпиндельного вузла плоскошліфувального верстата. В роботі проведено аналіз статичних і динамічних характеристик шпиндельного вузла різних компоновок. Розроблені дві оригінальних методики розрахункового аналізу точності шпиндельних вузлів і точності траєкторій рухів столу верстата по направляючих.

Ключові слова: вал, шпindel, підшипник, модель, частотний аналіз.

## ANNOTATION

Slozko M.V. Modernization and research of the grinding machine in order to increase its dynamic accuracy. - Manuscript.

Attestation master's work for obtaining the qualification of the second (master's) level of higher education in specialty 131 - Applied mechanics. - Lutsk National Technical University. - Lutsk, 2023.

The work is devoted to issues of development of the methodology and research of the spindle unit of the surface grinding machine. The paper analyzes the static and dynamic characteristics of the spindle assembly of various layouts. Two original methods of calculation analysis of the accuracy of spindle nodes and the accuracy of the trajectories of the machine table movements along the guides have been developed.

Key words: shaft, spindle, bearing, model, frequency analysis.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ.....	9
1.1 Огляд існуючих плоскошліфувальних верстатів.....	9
1.2 Характеристика досліджуваного верстата.....	17
1.3 Передпроектна оцінка ефективності модернізації верстата.....	19
2 РОЗРАХУНОК ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЯ.....	22
2.1 Розрахунок радіальної гідростатичної опори на жорсткість....	22
2.2 Розрахунок несучої здатності опори.....	29
2.3 Визначення оптимальних параметрів радіальних гідростатичних підшипників для діаметрів шпинделів від 60 до 130 мм.....	30
2.4 Оптимізація параметрів упорного гідростатичного підшипника.....	30
3 ТЕОРИТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКОШЛІФУВАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ.....	41
3.1 Частотний аналіз биття шпинделів.....	41
3.1.1 Методика аналізу.....	41
3.1.2 Програма Фур'є – аналізу кривої биття шпинделя.....	45
3.1.3 Частотний аналіз биття шпинделів верстатів.....	46
3.2 Порівняльне моделювання динамічних характеристик шпиндельного вузла.....	50
3.3 Автоматизований розрахунок плавності переміщень стола верстата.....	53
3.3.1 Методика автоматизованого розрахунку.....	53
3.3.2 Розрахунок для верстата 3E71 1B.....	60
3.3.3 Програма моделювання повільного переміщення стола верстата.....	61
4 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШПИНДЕЛІВ	

ВИСОКОТОЧНИХ ВЕРСТАТІВ.....	66
4.1 Характеристика шпинделів високоточних верстатів.....	66
4.2 Технологія виготовлення, яка рекомендується для шпинделів високоточних верстатів.....	70
4.3 Підготовка технологічних баз для операцій фінішної обробки.....	70
4.4 Фінішна обробка підшипникових шийок.....	74
4.5 Зміцнення і стабілізація структури матеріалу шпинделів.....	76
4.6 Виконання проміжних операцій обробки шпинделів.....	79
4.7 Контроль шпинделів.....	79
4.8 Технологічні процеси обробки шпинделів високоточних верстатів.....	82
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	89
ДОДАТКИ	

## ВСТУП

Актуальність теми. Аналіз тенденцій розвитку світового і вітчизняного верстатобудування дозволяє зробити висновок про те, що головною відмінною рисою розвитку металорізального устаткування на найближчі роки залишається безупинний і інтенсивно наростаючий процес його автоматизації.

Тільки автоматизація дозволяє вирішити задачу, що ставиться перед промисловістю – забезпечити випереджальне розвиток машинобудування і металообробки, збільшення обсягу випуску продукції при скороченні чисельності робітників-верстатників.

Зазначена задача повинна зважуватися з урахуванням необхідності одностороннього значного прискорення технічного прогресу в промисловості та інших галузях народного господарства, що висуває задачу прискорення процесу зміни моделей машин, що випускаються. Звідси випливає вимога до верстатобудування – створення й освоєння широкого виробництва високоавтоматизованого гнучкопереналагоджуваного устаткування, здатного протягом досить тривалого відрізка часу (1-2 зміни) працювати без чи утручання оператора налагодчика.

Тому технічний розвиток металорізальних верстатів у найближчі роки повинен лежати в розширенні області застосування металорізальних верстатів з числового програмного керування. Широке використання повинні отримати верстати з оперативними системами програмного керування, що дозволяють готувати програми обробки на робочому місці, а також високопродуктивні двошпindelні і багатосупортні верстати з ЧПУ для створення з них роботизованих комплексів.

1. Створення високоавтоматизованих гнучких виробничих, верстатних модулів із ЧПУ (ГВ модулів) потребуючих обмеженого втручання обслуговуючого персоналу.

2. Підвищення продуктивності нових верстатів не менш, ніж у 1,5-2 рази.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка та дослідження вузлів конструктивно-технологічних параметрів шліфувального верстата.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- 1) проаналізувати верстати даної групи;
- 2) на основі аналізу існуючих верстатів даного типу та патентного пошуку визначити шляхи модернізації верстата;
- 3) розробити конструкції основних вузлів та систем верстата.

Об'єкт дослідження. Свердлильний верстат.

Предмет дослідження. Конструкції та вузли свердлильних верстатів.

Методи дослідження. Аналіз існуючих верстатів, теоретичні та практичні методи дослідження.

Наукова новизна:

- виконано аналіз та вибір оптимального варіанту модернізації та розробки вузлів верстату;
- проведений аналіз і вибір компоновки верстату;
- виконано розрахунок коробки подач;
- виконано розрахунок коробки швидкостей;
- виконано розрахунок та дослідження шпиндельного вузла.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, які становлять суть магістерської роботи, висновки і рекомендації належать автору, який визначив мету і поставив задачі досліджень, провів весь комплекс конструкторських рішень та досліджень щодо розробки основних вузлів свердлильного верстата.

Апробація отриманих результатів роботи. Основні ідеї та результати роботи розглядалися на наукових семінарах кафедри, III студентській науково-технічній конференції факультету транспорту та механічної інженерії "Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії" (Луцьк, 16 листопада 2023р.).

Структура та обсяг роботи. Випускна робота магістра має вступу, 4 розділів, висновки, список використаних джерел та додатків. Результат досліджень наведений на 91 сторінках машинописного тексту, ілюструється 13 рисунками та 15 таблицями. Список використаних джерел складає 31 найменувань.

## 1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

### 1.1 Огляд існуючих плоскошліфувальних верстатів

Плоскошліфувальні верстати застосовуються для чистової обробки площин на деталях різних типів. Головний рух в цих верстатах – рух обертання шліфувального круга. Коли ширина оброблюваної площини більша за ширину заготовки, то кругу передається поперечна передача. Крім цього, шліфувальному кругу або заготовці передається періодичне переміщення на глибину, направлений перпендикулярно оброблюваній площині.

Плоскошліфувальні верстати мають наступні основні механізми: привід шліфувального круга (в основному від електродвигуна, який встановлений в корпусі шліфувальної бабки співвісною з шпинделем шліфувального круга); механізм повздожньої подачі (головним чином від гідроприводу); механізм поперечних подач (від гідроприводу або завдяки гвинтовому механізму); механізм вертикальних подач (у вигляді храпового механізму з приводом від упорів стола через ричажну систему, або гідравлічний) і привід стола для верстатів з круглим столом (від електродвигуна через коробку подач, від гідродвигуна об'ємного регулювання, від електродвигуна постійної напруги).

Шліфування проводять периферією або торцем шліфувального круга. Є верстати, в яких шліфування здійснюється одночасно торцями двох протилежно встановлених кругів.

Плоскошліфувальні верстати з прямокутним столом виготовляють з горизонтальним та вертикальним шпинделями. Крім цього є верстати з круглим столом, які також мають горизонтальне та вертикальне розташування шпинделя. Обертання шпинделя шліфувального круга здійснюється від вмонтованого електродвигуна, ротор якого безпосередньо встановлюється на шпинделі. Для закріплення деталі на плоскошліфувальному верстаті найбільше розповсюдження отримали магнітні плити.

Таблиця 1.1 – Номенклатура плоскошліфувальних верстагів

№ п/п	Шифри*	Назва верстага	Модель	Основні параметри				Рік виконання				Проект. Завод виробн.	Примітка
				Головний параметр	Головний рух Швидкоість	Погужні сть, кВт	Маса, т	Тех. док-ції	Дослід. верстага	Встанов л. Зня-я з вироб-ва			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
1	10, 32 52, 40	3 хрестовим столом і горизонтальним шпинделем	ЗД710В-1	Стіл 125×250	Круга 35 Стола 2 - 25	1,5	0,95	1994	1994	1995	Вітебське ОКБЗШіС Оршанський С.з.«Красный борець»	Взамін ЗЕ710В-1	
2	10, 32 41, 52	Напівавтомат	ЗД710ВФ1	160×320	Стола 2- 25	1,5	1,3	1996	1997	1998	--/--	Взамін ЗЕ710В-1	
3	10, 32 41, 52 60	Напівавтомат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем для профільного шліфування з проектором, з ЧПУ, високої точності	ЗД711ЕВ Ф31	200×450	Стола 2- 35	2,2	2,5	1990	1991	1991	--/--	Взамін ЗЕ711ЕВ- 1	
4	3, 11 42, 52 60, 87	Модуль для плоских і профілешліфувальних поверхонь	ОШ- 32ОРМ	320×630	Круга 35	8,3 10,2	6	1996	1997	1998	--/--	В складі модуля верстага моделі ЗЕ72ПВ-1	

Продовження табл. 1.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
5	10,32 41,52 60	З хрестовим столом горизонтальним шпинделем і числовим програмним керуванням профілювання круга, високої точності	ЗЕ711ВФ3-1	200×400	Круга 35 Стола 2-35	7,5	3,18	1985	1987	1989	--	
6	10,32 41,51 60	Електрохімічний напівавтомат з хрестовим столом, горизонтальним шпинделем і числовим програмним керуванням підвищеної точності	ЗЕ711ЭФ2-1	200×400	40 10	4	4,7	1988	1991	1995	--	Взамін ЗЕ70ВФ3
7	10,32 41,51 60	Напівавтомат електрохімічний з прямокутним столом, вертикальним шпинделем і числовим програмним керуванням, підвищеної точності	ЗЕ731ЭФ2	200×630	25 0,05-10	11	5,3	1988	1992	1994	--	Взамін ЗЕ731
8	10,31 41,52 60	Напівавтомат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем з числовим програмним керуванням, високої точності	ЗЕ711ВФ2	200×630	35 2-35	5,5	3,2	1992	1993	1994	--	Взамін ЗЕ711ВФ-1

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
9	10,32 41,52 60	Напівавтомат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем з числовим програмним керуванням, високої точності	3Д711ВФ31	200×450	35 2-35	7,5	4,08	1995	1996	1997	--	Взамін 3Е711ВФ1 Передбачено ЦПК для профі- лювання круга, з активним контролем
10	10,31 53,40	Верстат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем особливо високої точності	3Е711АФ	200×630	35 2-35	5,5	3,56	1982	1983	1984	--	
11	10,32 52,40	Верстат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем, високої точності	3Е711В-1	200×400	35 2-35	4	3,38	1984	1985	1986	--	
12	10,31 52	Верстат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем, високої точності	3Е711ВФ1	200×630	35 2-30	5,5	3,58	1982	1983	1984	--	
13	10,31 52,40	Верстат з хрестовим столом і горизонтальним шпинделем, високої точності	3Е711В	200×630	35 2-30	4	3,2	1986	1987	1988	--	Взамін 3Г71 і 3Г71М

Таблиця 1.2 – Шифри (кодове позначення) категорій металорізального устаткування і рівнів автоматизації ГВ модулів

КП	Найменування категорій устаткування і рівня автоматизації
1	2
3	Верстатний гнучкий виробничий модуль
4	Адаптивний верстатний гнучкий виробничий модуль
5	Адаптивний верстатний гнучкий виробничий модуль з автоматичним контролем
6	Автоматично переналагоджуваний верстатний гнучкий виробничий модуль
7	Автоматично переналагоджуваний верстатний гнучкий виробничий модуль з автоматичним викликом керуючої програми
8	Автоматично переналагоджуваний верстатний гнучкий виробничий модуль, що автоматично формує керуючу програму
10	Універсальний верстати
11	Спеціалізовані верстати
21	Великі верстати, масою від 10 до 30 т
22	Важкі верстати, масою від 30 до 100 т
23	Унікальні верстати, масою понад 100 т
31	Базова модель з уніфікованої гами
32	Модифікація базової моделі з уніфікованої гами
34	Уніфікована модель, що не входить у гаму
40	Неавтоматизовані верстати, з ручним керуванням
41	Напіваавтомати всіх технологічних груп (включаючи верстати з числовим програмним керуванням)
42	Автомати всіх технологічних груп (включаючи верстати з числовим програмним керуванням)
43	Верстати, пристосовані для вбудовування в автоматичні лінії
51	Верстати підвищеної точності
52	Верстати високої точності
53	Верстати особливо високої точності
54	Верстати особливо точні
60	Верстати з числовим програмним керуванням
61	Верстати з програмним керуванням, цикловим програмним керуванням
68	Багатоцільові верстати з числовим програмним керуванням
81	Автоматичні лінії механообробки з агрегатних верстатів

Таблиця 1.3 – Плоскошліфувальні верстати з хрестовим  
(прямокутним) столом. Розміри, мм.

Параметри	3E710A	3E710B-1	3E711B	3E711B-1	3E711BФ3-1	3E721AФ1-1	3E721BФ3-1
1	2	3	4	5	6	7	8
Розміри робочої поверхні столу	400×125	250×125	630×200	400×200	400×200	630×320	630×320
Найбільші розміри оброблюваних заготовок	400×125×320	250×125×200	630×200×320	400×200×320	400×200×320	630×320×400	600×320×320
Маса оброблюваних заготовок, кг, не більш	150	50	220	150	150	300	300
Найбільша відстань від осі шпинделя до зеркала столу	420	300	445	445	445	550	
Найбільше переміщення столу і шліфувальної бабки:							
поздовжнє	490	320	700	490	490	700	710
поперечне	170	160	250	255	250	395	390
вертикальне	-	200	320	-	320	-	400

Продовження табл. 1.3.

1	2	3	4	5	6	7	8
Розміри шліфувального круга (зовнішній діаметр×висота×внутрішній діаметр)	200×32×76	200×25×32	250×40×76	250×40×76	250×63×76	300×63×127	400×63×127
Частота обертання шпинделя шліфувального круга, об/хв.	35*	35*	35*	35*	35*	35*	35*
Швидкість подовжнього переміщення столу (без-ступінчасте регулювання), м/хв.	2-35	2-25	-	2-35	2-35	2-35	2-35
Потужність електродвигуна головного привода, кВт	4	1,5	4	4	7,5	7,5	7,5
Габаритні розміри (із приставним обладнанням):							
довжина	2560	1310	2730	2380	3030	3404	3500
ширина	1980	1150	1801	1955	2360	2073	3500
висота	1790	1550	1915	1915	2080	2090	2090
Маса (із приставним устаткуванням), кг	2300	1000	3200	3380	3780	5000	6360

Таблиця 1.4 – Шліфувальні верстати (б/в)

№ п/п список 1	Тип	Модель	Рік	Характеристики	Ціна у/о
2	Плоскошліфувальний	3Г71	1977	60% зношення	5500
5	Плоскошліфувальний	3171	1980	60% зношення	6000
7	Плоскошліфувальний	3171	1978	60% зношення	6200
8	Плоскошліфувальний	3Г71	1978	60% зношення	5800
9	Плоскошліфувальний	3Г71	1979	70% зношення	4000
11	Плоскошліфувальний	3Г71	1976		5000
12	Плоскошліфувальний	Ельба Верке	1985		6300
28	Плоскошліфувальний	3Е711В	1979	Р. стіл 200×630	7500
29	Плоскошліфувальний	3Е711В	1978	Р. стіл 200×630	8200
30	Плоскошліфувальний з хрестовидним прямокут- ним столом і гориз. шпи- нделем	3Г21	1977	Р. стіл 200×630	8000
38	Плоскошліфувальний	OSP	1989	42×10×16	9000
45	Плоскошліфувальний	3Е710В1	1990		8300
50	Шліфувальний	3Д711ВФ11	1989		7400
56	Плоскошліфувальний	3Г71	1988	р.п.с. 200×630 вага 1900 кг.	4800
64	Плоскошліфувальний	371	1974		4000
97	Плоскошліфувальний	SVD-20	1989		6500
109	Плоскошліфувальний	ВРН-20А	1990		7300
110	Плоскошліфувальний	3Е710В1	1988		7200
111	Плоскошліфувальний	3Д711ВФ11	1992		8500
113	Плоскошліфувальний	3Е711АФ1	1993		7880
118	Плоскошліфувальний	СК-371	1978		6300
119	Плоскошліфувальний	371М1	1983		5500

## 1.2 Характеристика досліджуваного верстата

Плоскошліфувальний верстат мод. ЗЕ711 з прямокутним столом і горизонтальним шпинделем призначений для обробки плоских поверхонь периферією круга.

Технічні характеристики верстата:

Розміри робочої поверхні столу (довжина x ширина) мм 630×200;

Межі швидкостей:

- подовжнього переміщення столу, м/хв 2-35;
- поперечного переміщення хрестового супорта, м/хв 0,01-1,5;

Межі вертикальних подач шліфувальної голівки, мм 0,001-0,09;

Габаритні розміри верстата, мм 2700×1775×1910;

До станини А (рис. 1.1) кріпиться колона Б. По горизонтальним напрямляючим кочення станина переміщає в поперечному напрямку хрестовий супорт В зі столом Д, який робить повздовжній зворотно-поступальний рух. По вертикальним напрямляючої кочення колони Б рухається шліфувальна головка Г. У станині розташовані механізми Е і Ж вертикальної і поперечної подачі, а також гідропривід верстата.

*Головний рух* шліфувальний круг, одержує від електродвигуна М1 ( $P = 5,5$  кВт,  $n = 1500$  1/хв) через поліклинову пасову передачу. Шпиндель ІІ змонтований у багатоклинових гідродинамічних підшипниках із самоустановлювальними вкладишами.

*Поперечна подача* хрестового супорта здійснюється від електродвигуна постійного струму М2 ( $P = 0,25$  кВт,  $n = 30-3000$  1/хв) через косозубі колеса 34-100, 60-100 і ходовий гвинт VII. При зчепленні муфти М з циліндричним колесом  $z = 100$  відбувається автоматична подача на кожен хід столу. Для одержання переривчастої поздовжньої подачі при реверсі столу двигуну М2 дається команда від безконтактного шляхового вимикача. Ручна груба і тонка поперечні подачі здійснюються при включенні муфти М вліво і включенні в роботу черв'ячного колеса  $z = 100$ . Тонку ручну подачу одержують при обер-

танні лімба 2 через черв'ячну пару 1-100; грубу ручну подачу здійснюють маховичком 4 (черв'як  $z = 1$  при цьому виводиться з зачеплення рукояткою 3).

*Повздовжня подача* столу походить від гідроприводу; швидкості регулюються безступінчато.

Ручну подовжню подачу здійснюють маховичком 1 з убудованим у нього планетарним механізмом. Сателіти  $m = 18$  і  $z = 19$  обкатуються навколо нерухомого центрального колеса  $m = 19$  і через інше центральне колесо  $z = 20$  обертання передається на рейкове колесо  $z = 18$  і рейку. Планетарна передача значно знижує величину переміщення на один оборот лімба.

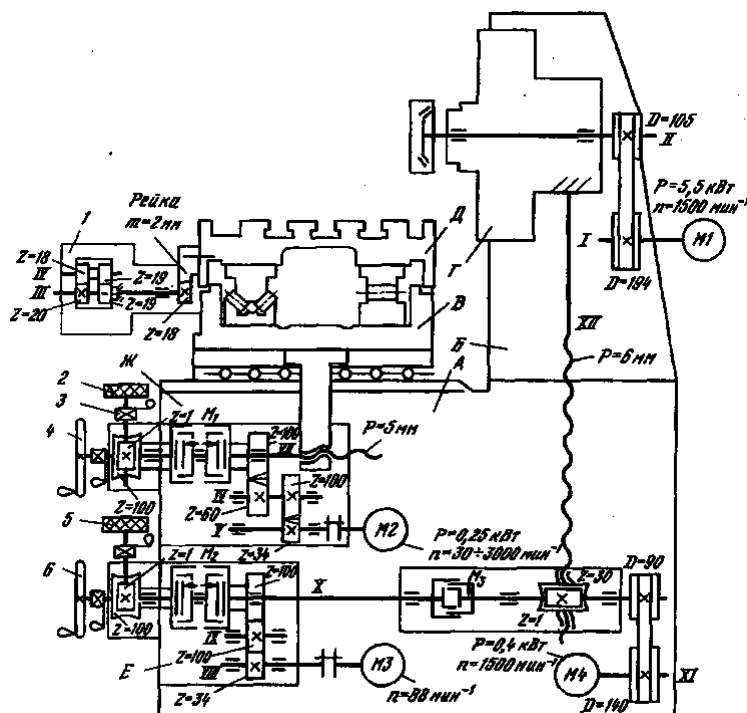


Рисунок 1.1 – Кінематична схема плоскошліфувального верстата 3E711  
 А – станина, Б – колона, В – хрестовий супорт, Г – шліфувальна головка, Д – стіл, Е, Ж – механізми вертикальної і поперечної подачі.

*Вертикальна подача* шліфувальної головки здійснюється від крокового електродвигуна М3 у момент реверса чи столу хрестового супорта. Обертання передається ходовому гвинту XII при включенні 1 муфти А; вправо через колеса 34-100-100, карданний вал Х, включену електромагнітну муфту Мт, і черв'ячну пару 1-30. Ручні (груба і тонка) вертикальні подачі здійснюються аналогічно поперечним ручним подачам маховичком 6 по лімбі 5.

*Швидкі переміщення шліфувальної головки походять від асинхронного електродвигуна М4 ( $P = 0,4$  кВт,  $n = 1500$  1/хв) при відключеній муфті Мт.*

### 1.3 Передпроектна оцінка ефективності модернізації верстата

Сучасний металорізальний верстат із ЧПУ являє собою складний комплекс, що включає в себе механічні, електричні, електронні, а часто також гідравлічні і пневматичні пристрої. Крім цього, до складу комплексу можуть входити ЕОМ, мікропроцесори, програмовані командоапарати, промислові роботи (ПР) та ін.

Зміна умов обробки викликає зміна складності і вартості комплексу, що в ряді випадків вимагає дуже значних капітальних витрат. Наприклад, застосування (ПР) збільшує вартість верстата на 50-75%, а використання ЕОМ – більш ніж у 2 рази. Якщо ж верстат із ЧПУ призначається для роботи в умовах «безлюдної технології» (експлуатується протягом 1-2 і більш змін без втручання оператора), то крім зазначених вимагаються ще і додаткові витрати.

Прагнення не допустити необґрунтованої перевитрати коштів змушує конструктора в ряді випадків обмежувати застосування нової техніки, що деякою мірою сповільнює технічний прогрес у верстатобудуванні. В запобіганні цього необхідно вже на самому початку проектування, тобто на етапі розробки технічного завдання, установити гранично допустиму (лімітну) вартість нового верстата, виходячи з його вартості і виробничих достоїнств.

Гранично припустима оптова ціна нового верстата з ЧПУ, як і всякого іншого нового виробу з терміном експлуатації більш одного року, може бути визначена по формулі

$$C_n = C_b \frac{P_n T_b^{-1} + E_n}{P_b T_n^{-1} + E_n} + \frac{I_b - I_n}{T_n^{-1} + E_n} \pm \Delta K, \quad (1.1)$$

де  $C_b$  – оптова ціна базового верстата (верстата-прототипу);  $P_b$  і  $P_n$  – річна продуктивність базового і нового верстатів (тобто річні обсяги продукції, зробленої відповідно базовим і новим верстатами);  $T_b$  і  $T_n$  – граничні тер-

міни служби базового і нового верстатів;  $E_n=0,15$  – установлений норматив економічної ефективності нового верстата;  $I_{\bar{o}}$  і  $I_n$  – поточні витрати споживача на виробництво річного обсягу продукції за допомогою базового і нового верстатів;  $\Delta K$  – зміна капітальних витрат споживача при переході від базового до нового верстата.

Якщо умови експлуатації нового і базового верстатів однакові (тобто  $T_{\bar{o}}=T_n$ ;  $I_{\bar{o}}=I_n$ ;  $\Delta K=0$ ), то з формули (1.1) одержуємо

$$Ц_n/Ц_{\bar{o}}=П_n/П_{\bar{o}} \quad (1.2)$$

При наближеному передпроектному розрахунку, проведеному на стадії розробки технічного завдання на проектування нового верстата, можна прийняти

$$C_n / C_{\bar{o}} = Ц_n / Ц_{\bar{o}}, \quad (1.3)$$

де  $C_n$  і  $C_{\bar{o}}$  – особівартість нового і базового верстатів відповідно.

З (1.2) і (1.3) маємо

$$C_n / C_{\bar{o}} = П_n / П_{\bar{o}}. \quad (1.4)$$

З викладеного випливає, що вартість нового засобу автоматизації треба порівнювати не з вартістю самого верстата, а з підвищенням продуктивності верстата при використанні цього засобу. Так, якщо застосування ЕОМ, включеної в проект нового верстата, підвищує його продуктивність у  $m$  раз, а вартість – у  $n$  раз, то при  $m \geq n$  використання ЕОМ виправдане.

Приклад 1. У проект нового верстата з ЧПУ пропонується включити ПР, що забезпечить підвищення продуктивності праці в 1,8 рази. Вартість ПР складає 0,5 вартості нового верстата. Без ПР продуктивність нового верстата дорівнює продуктивності базового. Умови експлуатації нового і базового верстатів однакові. Необхідно визначити доцільність роботизації.

Рішення. По формулі (1.4) визначаємо гранично припустиме співвідношення собівартостей нового і базового верстатів  $(C_n/C_{\bar{o}})_{\text{доп}}=П_n/П_{\bar{o}}=m=1,8$ . Проектне співвідношення собівартостей  $(C_n/C_{\bar{o}})_{\text{ін}}=n=1,5$ . Оскільки  $m > n$ , роботизація доцільна.

Приклад 2. При вбудовуванні в проєктований верстат ЕОМ планується

підвищення його продуктивності в 1,4 рази. Вартість нового верстата без ЕОМ удвічі перевищує вартість базового верстата, а вартість ЕОМ дорівнює вартості базового верстата. Умови експлуатації нового і базового верстатів однакові. Треба визначити доцільність даного заходу.

Рішення. По формулі (1.4) визначаємо гранично припустиме співвідношення собівартостей нового і базового верстатів  $(C_n/C_o)_{\text{доп}} = P_n/P_o = m = 1,4$ . Проектне співвідношення  $(C_n/C_o)_{\text{ін}} = n = 3$ . Оскільки  $m < n$ , дане дійство недоцільне.

На верстаті, який модернізується передбачається шліфувати шліці шліцевого валу довжиною  $L=200$  мм, число шліців  $z=12$ .

Параметри режимів різання по новому і старому варіантах приведені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Параметри режимів різання по новому і старому варіантах

Параметр режиму шліфування	Старий варіант	Новий варіант
Швидкість заготовки $V_3$ , м/хв.	40	60
Глибина шліфування $t$ , мм.	0,005	0,01
Подовжня подача $S_n$	0,2 В	0,25 В
Швидкість круга $V$ , м/с.	35	60
Число проходів $n$	5	3

Підвищення режимів різання досягається за рахунок підвищення статичної і динамічної твердості несучої системи верстата.

Таким чином, машинний час обробки по старому варіанті складає

$$t_{oc} = \frac{L \cdot n \cdot 2 \cdot 2 \cdot z}{V_3} = \frac{0,2 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 12}{40} = 1,2 \text{ хв}; \quad t_{он} = \frac{L \cdot n \cdot 2 \cdot z}{60} = \frac{0,2 \cdot 6 \cdot 12}{60} = 0,24 \text{ хв};$$

Вартість модернізації оцінюється приблизно  $\approx 300$  у.о. Таким чином, по формулі (1.4) підвищення продуктивності складає  $n=1,2/0,24 = 5$ .

Середня ціна верстата за даними з Інтернету (табл. 1.4) складає 3000 у.о. Тоді  $m = (3000+300)/3000 = 1,1$ . Тому що  $n > m$ , то модернізація виправдана.

## 2 РОЗРАХУНОК ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЯ

### 2.1 Розрахунок радіальної гідростатичної опори на жорсткість

Принципова гідравлічна схема замкнутої опори показана на рис. 2.1.

При зміщенні осі шпинделя із середнього положення, в площині симетрії однієї пари кишень на величину  $x$  реакція опори:

$$N = (F_u - F_{op}) \cdot \Delta P, \quad (2.1)$$

де  $F_u$  і  $F_{op}$  – відповідно ефективні площі кишені і дроселя. Розрахунок ефективних площ приведений нижче.

$\Delta P$  – перепад тисків у кишнях, і рівний різниці падіння тиску на щілинах 3 і 6.

$$\Delta P = P_3 - P_6$$

Жорсткість опори:

$$j = \frac{dN}{dx} = (F_u - F_{op}) \frac{d\Delta P}{dx} \quad (2.2)$$

Через те, що опори, які утворюють гідравлічний міст змінюються пропорційно зазору  $h$  між шпинделем і розточенням кишені, твердість буде залежати від величини зміщення шпинделя. Тому що зусилля, що діють на шпинделі плоскошліфувальних верстатів значно менше несучої здатності опори, жорсткість розраховуємо в точці  $x=0$ . Величину тисків  $P_3$  і  $P_6$  визначимо з рівнянь витрати. У виточення  $a$  масло попадає через щілини 1 і 2, тому що в кишені  $e$  тиск більше ніж у кишені  $d$ , з яким з'єднане виточення  $a$ . У кишеню  $d$  підводиться все масло виточення  $a$ , крім того, частина оливи з виточення  $c$  через щілину 5 і із сусідніх з ним горизонтальних кишень через щілини 8. Вся олія, що приходить у кишеню  $d$  зливається через щілину 6. Отже, рівняння витрат для кишені  $d$  буде мати вигляд:

$$Q_1 + Q_2 + Q_5 + Q_8 = Q_6 \quad (2.3)$$

Тут  $Q_i$  – витрата через  $i$ -ту щілину. Виходячи з тих же розумінь можна скласти рівняння витрат для кишені:

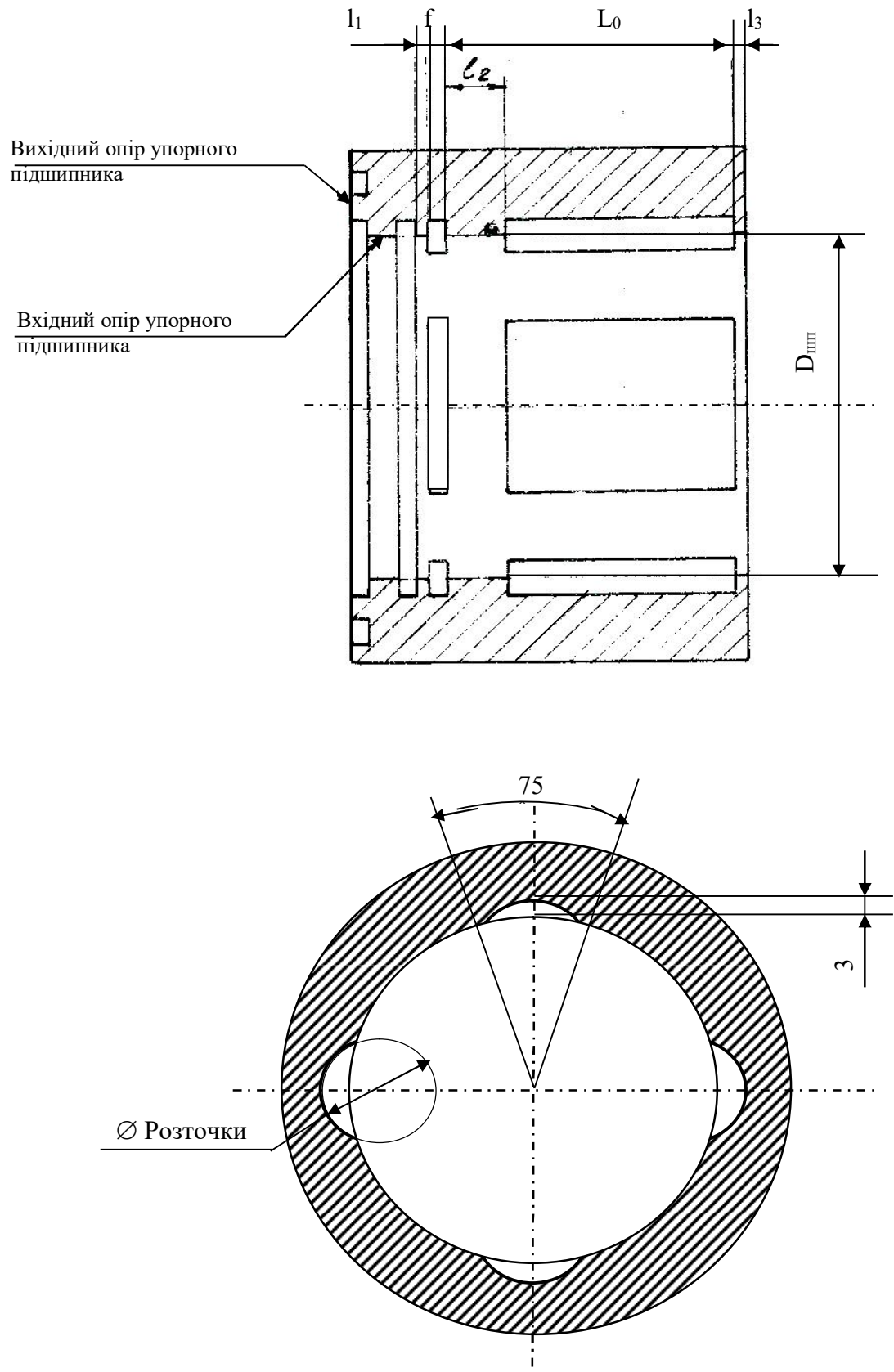


Рисунок 2.1 – Гідростатичний радіальний підшипник

$$Q_4 - Q_5 = Q_3 + Q_2 + Q_7 \quad (2.4)$$

Тому що розміри всіх щілин у напрямку потоку більші ніж у 20 разів більше висоти (зазору) витрата  $Q_i$ , падіння тиску на щілині  $P_i$  і її гідравлічна провідність  $g_i$  зв'язані залежністю:

$$Q_i = P_i \cdot g_i \quad (2.5)$$

Розглядаємо тільки одну пару кишень і припускаємо, що в площині симетрії суміжних кишень зсуву шпинделя немає. Тому в суміжних кишнях тиск однаковий і дорівнює напівсумі тисків  $P_3$  і  $P_6$ .

З рівнянь (2.3) (2.4) і (2.5) маємо:

$$\begin{aligned} -(g_2 + g_5 + g_8) P_3 + (g_6 + g_8 + g_5 + g_2 + g_1) P_6 &= P_n \cdot g_1 \\ (g_4 + g_5 + g_3 + g_2 + g_7) P_3 - (g_2 + g_7 + g_5) P_6 &= P_n \cdot g_4 \end{aligned}$$

звідки:

$$\Delta P = P_3 - P_6 = \frac{g_4(g_6 + g_1) - g_1(g_4 + g_3)}{(g_1 + g_6)(g_2 + g_7 + g_5) + (g_4 + g_3)(g_6 + g_8 + g_5 + g_2 + g_1)} \cdot P_n \quad (2.6)$$

де  $P_n$  – тиск рідини на вході опори.

Вхідні в рівняння (2.6) величини  $g_i$  є функцією зсуву  $x$ .

Похідна  $\frac{d\Delta P}{dx}$  в крапці  $x=0$ :

$$\frac{d\Delta P}{dx} = \frac{(g_4' \cdot g_6 + g_6' \cdot g_4 - g_1' \cdot g_3 - g_1 \cdot g_3') \cdot P_n}{(g_1 + g_6)(g_2 + g_7 + g_5) + (g_4 + g_3)(g_6 + g_8 + g_5 + g_2 + g_1)} \quad (2.7)$$

Чисельник правої частини рівняння (6) у точці  $x=0$  дорівнює 0, оскільки тиск у протилежних кишнях при відсутності зсуву шпинделя однаково.

Гідравлічний опір щілини:

$$g_i = 4,9 \cdot 10^8 \frac{h_i^3 \cdot \epsilon}{\gamma \cdot l_i}$$

де  $h_i$  – висота щілини (зазор) в см;

$\gamma$  – ширина щілин в см;

$l_i$  – довжина щілини (розмір у напрямку потоку) в см.

Приймаємо, що ширина робочих щілин 1-6 опори однакова і дорівнює  $\epsilon$ .

Позначимо  $4,9 \cdot 10^8 \frac{\epsilon}{\gamma} = K$ , тоді:

$$g_i = K \cdot \frac{h_i^3}{l_i} \quad (i=1,2,\dots,6)$$

При зсуві шпинделя на  $x$  см опіри щілин будуть відповідно рівними:

$$g_1 = K_1 \frac{(h-x)^3}{l_1}; \quad g_2 = K_1 \frac{(h-x)^3}{l_2}; \quad g_3 = K_1 \frac{(h-x)^3}{l_3}; \quad (2.8)$$

$$g_4 = K_1 \frac{(h+x)^3}{l_1}; \quad g_5 = K_1 \frac{(h+x)^3}{l_2}; \quad g_6 = K_1 \frac{(h+x)^3}{l_3};$$

Опір щілин (2.7) і (2.8) у першому наближенні можна прийняти рівним:

$$g_7 = 4,9 \cdot 10^8 \frac{(h-x \cdot \cos \alpha)^3 \cdot \epsilon_0}{Y \cdot l_0};$$

$$g_8 = 4,9 \cdot 10^8 \frac{(h+x \cdot \cos \alpha)^3 \cdot \epsilon_0}{Y \cdot l_0},$$

де  $\epsilon_0$  – довжина кишені вздовж осі шпинделя;

$l_0$  – довжина дуги, яка поділяє кишені.

Позначимо  $K_2 = 4,9 \cdot 10^8 \frac{\epsilon_0}{Y}$   $K_2 = K_1 \frac{\epsilon_0}{\epsilon}$ , тоді:

$$g_7 = K_2 \frac{(h-x \cdot \cos \alpha)^3}{l_0} \quad (2.9)$$

$$g_8 = K_2 \frac{(h+x \cdot \cos \alpha)^3}{l_0}$$

З рівнянь (2.6) (2.7) і (2.8) знаходимо похідну  $\frac{d\Delta P}{dx}$ , значення якої в точці  $x=0$  буде:

$$\frac{d\Delta P}{dx} = \frac{12 \cdot P_n}{h(l_1+l_3) \left( \frac{4}{l_2} + \frac{2 \cdot \epsilon_0}{\epsilon \cdot l_0} + \frac{1}{l_3} + \frac{1}{l_1} \right)}. \quad (2.10)$$

Після підстановки рівняння (2.9) і (2.2) маємо:

$$j = (F_k - F_{dp}) \frac{12 \cdot P_n}{h(l_1+l_3) \left( \frac{4}{l_2} + \frac{2 \cdot \epsilon_0}{\epsilon \cdot l_0} + \frac{1}{l_3} + \frac{1}{l_1} \right)}. \quad (2.11)$$

Ефективні площі кишені і дроселя можна визначити по епюрі тисків (рис. 2.2).

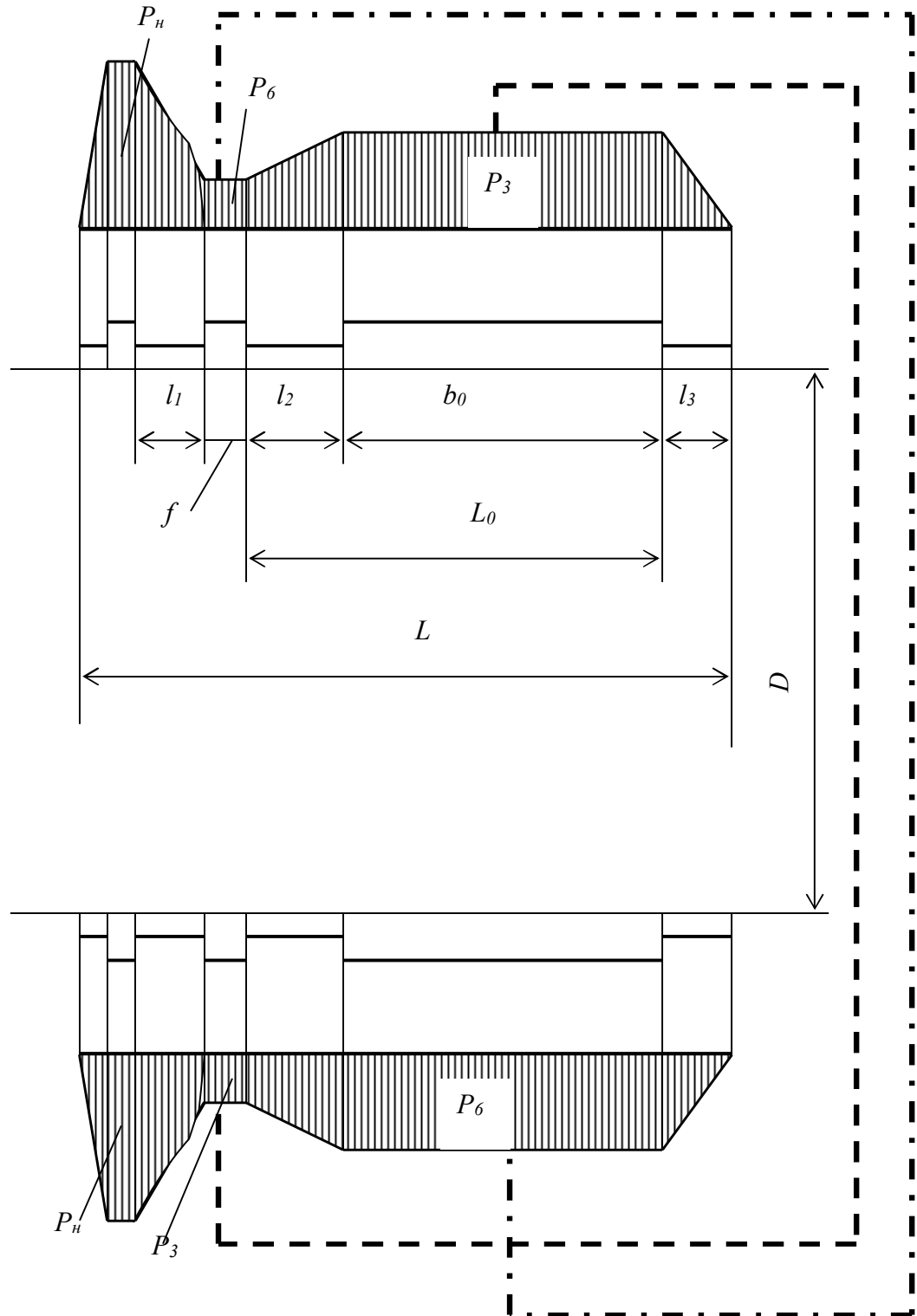


Рисунок 2.2 – Епюра тисків безросельної гідростатичної опори

Для замкнутої опори, що має 4 кишені

$$F_k = 0,71D \left( y_0 + \frac{l_3}{2} \right)$$

Визначимо оптимальні значення параметрів  $l_1$ ,  $l_2$  і  $l_3$  із умови забезпечення максимальної жорсткості опори. Із рівняння  $\frac{dj}{dl_1}=0$  отримаємо:

$$l_1 = \frac{\sqrt{l_3^2 + (B - l_3)(AB + 1) \cdot l_3} - l_3}{AB + 1}, \quad (2.12)$$

$$\text{де} \quad A = \frac{4}{l_2} + \frac{2(l_0 - l_2)}{l_0 \cdot \epsilon} + \frac{1}{l_3}; \quad B = 2(l_0 - l_2) - 2f + 2l_2.$$

Із рівняння (2.12) бачимо, що при  $l_3 \rightarrow 0$ ,  $l_1$  також прагне до  $(l_1 + l_3)$ , те зменшення  $l_3$  приводить до збільшення витрати. Якщо при цьому гідравлічні провідності щілин 2; 5; 7 і 8 не змінювати, то частка потоків через ці щілини в загальній витраті через кишеню зменшується. Потоки через ці щілини знижують жорсткість опори. Тому при зменшенні  $l_3$  жорсткість опори зростає.

Якщо покласти  $g_2 = g_5 = g_7 = g_8 = 0$ , то рівняння (2.6) приводиться до вигляду:

$$j = 3(F_k - F_{dp}) \frac{P_H}{h}$$

Жорсткість гідростатичної опори з дроселями розраховується по формулі

$$j = 0,75 F_k \frac{P_H}{h}.$$

Довжина щілини  $l_3$  вибирається конструктивно так, щоб витрата мастила через підшипники не перевищуючи допустимого, і була забезпечена достатня механічна міцність перемички  $l_2$ . Доцільно приймати  $l_3 = (0,02 - 0,03) \cdot D$ , оскільки  $l_3$  мало, то і  $l_1$  також мало, тому різницею  $l_3 - l_1$ , в чисельнику формули (2.11) можна нехтувати. Значення  $l_1$  і  $l_2$  відповідні максимальній жорсткості визначимо з системи рівнянь:

$$\frac{dj}{dl_1} = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial j}{\partial l_2} = 0,$$

котра після перетворення має вигляд:

$$\left( \frac{2f}{\epsilon \cdot l_0} + \frac{1}{l_3} + \frac{1}{l_1} \right) l_2^2 + 8l_2 - 4(l_0 - f) = 0 \quad (2.13 - 1)$$

$$\left( \frac{4}{l_2} + \frac{2(l_0 - l_2)}{e \cdot l_0} + \frac{1}{l_3} \right) \cdot l_1^2 - l_3 = 0 \quad (2.13 - 2) \quad (2.13)$$

Користуючись системою (2.13) зробимо розрахунок основних параметрів для ряду діаметрів 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 130 мм. Прийmemo  $l_0 = 0,8D$ . В цьому випадку загальна довжина втулки підшипника буде приблизно рівна діаметру шпинделя. Кут розточування кишені прийmemo  $75^\circ$ . Тоді

$$l_0 = 3,14D \frac{75^\circ}{360^\circ} = 0,655D$$

Розмір  $e$  – довжина дуги розточки кишені

$$e = \pi D \cdot \frac{75^\circ}{360^\circ} = 0,655D.$$

Для вибору допусків на  $l_1$  і  $l_2$  визначимо оптимальні значення цих величин із системи рівнянь (2.13):

$$l_{1opt} = 1,725 \text{ мм};$$

$$l_{2opt} = 14,0715 \text{ мм}.$$

Задаючись допусками по сьомому класу точності  $l_1 = 1,725^{+0,15}$  і  $e_2 = 14,0715^{+0,25}$ , визначимо жорсткість (для  $D_{шп} = 100$  мм і  $\Delta_n = 0,06$  мм) для всіх граничних значень величин  $l_1$  і  $l_2$ . Величина жорсткості змінюється в межах  $j = 299,1 - 299,5$  Н/мкм, що складає 0,1%. Потім, прийнявши за постійну величину  $l_1 = l_{1opt} = 1,725$ , визначимо жорсткість при зміні  $l_2 \pm 50\%$  її оптимальної величини (у декількох точках).

Прийнявши постійною величину  $l_2 = l_{2opt} = 14,0715$  мм визначимо жорсткість при зміні  $l_1 \pm 50\%$  також в декількох точках.

Нижче приведені таблиця зміни жорсткості  $j$  із зміною  $l_2$  при  $l_1 = l_{1\text{екс.}} = 1,725$  мм і таблиця зміни жорсткості  $j$  з зміною  $l_1$  при  $l_2 = l_{2\text{екс.}} = 14,0715$  мм.

З розрахунків (табл. 2.1 і 2.2) бачимо, що при виконанні  $l_1$  і  $l_2$  по верхній і нижній межах сьомого класу точності, що відповідає допуску на вільний розмір, жорсткість зміниться не більше ніж 0,1%, що цілком допустиме.

Таблиця 2.1 – Таблиця зміни жорсткості при  $l_1$  опт.

$l_1$ опт.	$l_2$ (мм)	$j$ кг/мк
	7,0	27,415
	10,5	29,4493
	13,8215	29,9469
1,725	14,0715	29,9476
	14,3215	29,9455
	16,5	29,6533
	21,0	29,1678

Таблиця 2.2 – Таблиця зміни жорсткості при  $l_2$  опт.

$l_2$ опт. (мм)	$l_1$ (мм)	$j$ кг/мк
	0,8625	26,8799
	1,29375	29,447
	1,575	29,9207
14,0715	1,725	29,9476
	1,875	29,8628
	2,15625	29,4866
	2,5875	28,5697

## 2.2 Розрахунок несучої здатності опори

Несуча здатність опори – це сила, яку потрібно прикласти до шпинделя в площині рівнодіючих кишень і дроселів, для того, щоб викликати зсув шпинделя в опорі на величину рівну радіальному зазору.

$$N_{\max} = (F_k - F_{dp}) \Delta P_{\max}$$

$\Delta P_{\max}$  визначимо з рівняння (2.6), куди підставимо величини гідравлічних провідностей з рівнянь (2.7), вважаючи  $x=h$ :

$$\Delta P_{\max} = \frac{P_n}{l_1 \left( \frac{1}{l_2} + 0,0033 \frac{\epsilon_0}{l_0 \cdot \epsilon} \right) + l_3 \left( \frac{1}{l_2} + 0,61 \frac{\epsilon_0}{l_0 \cdot \epsilon} \right) + 1}$$

Несуча здатність підшипника:

$$N_{\max} = \frac{3,5D(2e_0 + l_3 - f - l_1)P_n}{l_1 \left( \frac{1}{e_2} + 0,0033 \frac{e_0}{l_0 \cdot e} \right) + l_3 \left( \frac{1}{l_2} + 0,61 \frac{e_0}{l_0 \cdot e} \right) + 1}, \text{ Н.}$$

### 2.3. Визначення оптимальних параметрів радіальних гідростатичних підшипників для діаметрів шпинделів від 60 до 130 мм

Для визначення оптимальних величин  $l_1$  і  $l_3$  всього ряду діаметрів 60 - 130 мм користуємося методом послідовних наближень: приймаємо  $l_1 = l_3$ , тоді  $l_2$  з рівняння (2.13 - 1) буде рівне:

$$l_2 = \sqrt{4l_3^2 + 2l_0 \cdot l_3} - 2l_3,$$

і, підставляючи набуте значення  $l_2$  в рівняння (2.13 - 2) знаходимо  $l_1$ :

$$l_1 = \sqrt{\frac{l_3}{\left[ \frac{4}{l_3} + \frac{2(l_0 - l_2)}{l_0 \cdot e} + \frac{1}{l_3} \right]}};$$

потім, округляючи набуте значення  $l_1$  підставляючи його в рівняння (2.13), знаходимо  $l_2$ . Нами розрахована жорсткість для всього ряду діаметрів шпинделів для середнього значення зазору  $\Delta_n$ . Для всіх діаметрів розрахована також несуча здатність.

Всі параметри радіальних гідростатичних підшипників приведені в таблицях 2.1 і 2.2. На рис. 2.1 приведені креслення радіальної гідростатичної опори.

Жорсткість і несуча здатність розраховані для тиску на вході опори  $p_n = 10 \text{ атм} = 1 \text{ Мпа}$ .

### 2.4 Оптимізація параметрів упорного гідростатичного підшипника

В якості упорних ГСП у шпиндельних вузлах найбільше поширення одержав підшипник із кільцевою робочою камерою (кишенею) і дроселем постійного опору.

Найважливіші показники його працездатності:

навантажувальна спроможність  $P$ , обумовлена розміром сумарної реакції масляного прошарку підшипника на осьовий зсув бурту шпинделя в межах зазору;

- витрата мастила через підшипник  $Q$ ;
- статична жорсткість  $C_{CT}$ , обумовлена як похідна від навантажувальної спроможності  $P$  по величині розміру осьового зсуву  $e$ , тобто  $C_{CT} = dP/de$ ;
- споживана ГСП сумарна потужність на прокачування мастила через зазори і на тертя між прошарками мастила в зазорах, що характеризує інтенсивність тепловиділення в опорі  $N_T$ ;
- спроможність, що демпфірує  $K_d$ , обумовлена як розмір реакції мастила на осьовий зсув бурту шпинделя зі швидкістю 1 м/с.

Математичною моделлю (ММ) ГСП будемо вважати однозначну математичну залежність між параметрами ГСП (геометричні розміри, частота обертання шпинделя, грузькість мастила та ін.) і його характеристиками. При проектувальних розрахунках використовують, як правило, спрощенні ММ ГСП, засновані на таких допущеннях:

- робочі поверхні ГСП являють собою нескінченно жорсткі ідеальні геометричні поверхні (площини, циліндричні поверхні і т.п.);
- мастило нестисле і густина його постійна у всіх проточних трактах ГСП.

На рис. 2.3 зображена розрахункова схема упорного ГСП із кільцевою камерою. Мастило від насосної станції під тиском надходить через елементи, що дроселюють  $D_1$  і  $D_2$ , в робочі кишені 1 і 2. Перемички ГСП являють собою вузькі кільцеві щілини, що забезпечують гідравлічний опір витіканню мастила з кишень (витрати мастила  $Q_{11}, Q_{12}$  і  $Q_{21}, Q_{22}$ ).

Запишемо рівняння балансу витрат через дросель  $D_1$ :

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} . \quad (2.14)$$

Висловлюючи далі витрати через тиски  $p$  і гідравлічні опори  $R$ , можна записати:

$$\frac{P_H - P_1}{R_1} = \frac{P_1}{R_{11}} + \frac{P_1}{R_{12}} \quad (2.15)$$

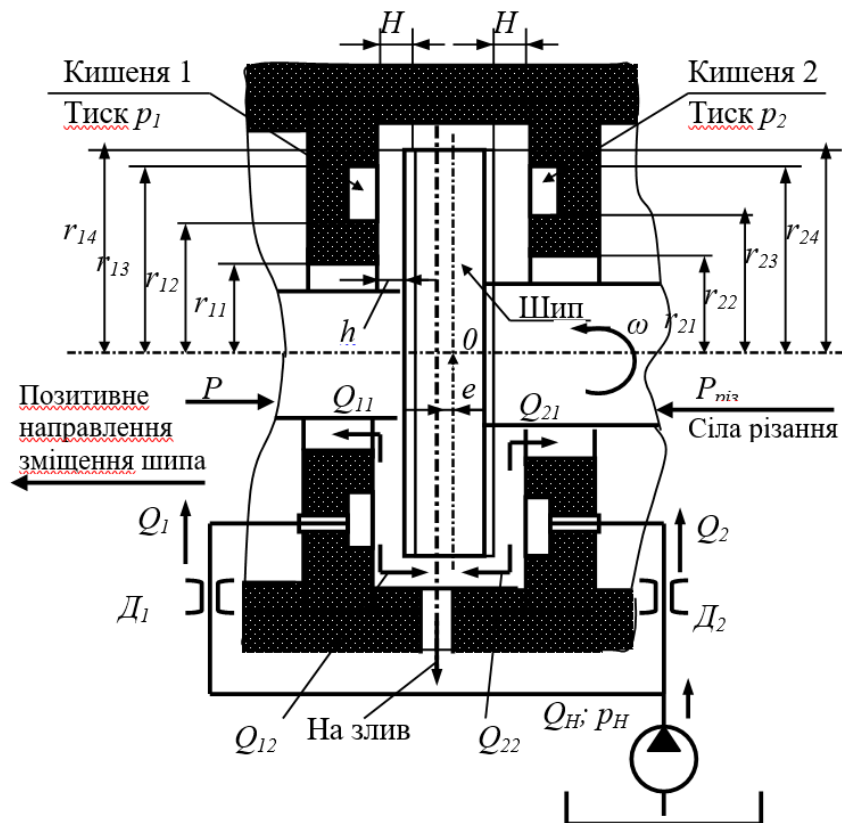


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема осьового ГСП

Розміром настроювання тиску в кармані 1 ГСП будемо вважати величину  $m_1 = p_1 / p_H$  при центральному положенні бурту шпинделя в опорі ( $e=0$ ).

Гідравлічний опір плоскої кільцевої перемички визначається за формулою

$$R = \frac{6\mu \cdot \ln(r_2 / r_1)}{\pi h^3}$$

де  $r_1$  і  $r_2$  – найбільший і найменший радіуси перемички.

Виражаючи  $h$  через відносний ексцентриситет  $\varepsilon = e/H$  і радіальний зазор  $H$  (при  $e=0$ ) у виді  $h=H-e+H(1-\varepsilon)$ , запишемо формулу для сумарного опору витіканню мастила з кишені 1:

$$\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} = \frac{\pi H^3 (1-E)^3}{6\mu} \left[ \frac{1}{\ln \frac{r_{12}}{r_{11}}} + \frac{1}{\ln \frac{r_{14}}{r_{13}}} \right] . \quad (2.16)$$

З урахуванням останніх формул і рівняння (2.15) одержимо вираження для розрахунку опору дроселя  $D_1$  при  $\varepsilon=0$  і налагоджуваному тиску  $m_1$ :

$$R_1 = \frac{1-m_1}{m_1} \cdot \frac{6\mu}{\pi H^3 \left( \frac{1}{\ln(r_{12}/r_{11})} + \frac{1}{\ln(r_{14}/r_{13})} \right)} . \quad (2.17)$$

Висловлюючи з (2.15)  $p_1$  у вигляді

$$p_1 = \frac{p_H}{1 + R_1 (1/R_{11} + 1/R_{12})}$$

і, підставляючи (2.16) і (2.17), одержимо формулу для визначення тиску в кишені:

$$p_1 = \frac{p_H}{1 + \frac{1-m_1}{m_1} (1-E)^3} \quad (2.18)$$

Запишемо витрату  $Q_1$  через дросель  $D_1$  з урахуванням (2.14), (2.15) і (2.18):

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} = p_1 \left( \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} \right) = \frac{\pi H^3 p_H \left[ \frac{1}{\ln(r_{12}/r_{11})} + \frac{1}{\ln(r_{14}/r_{13})} \right]}{6\mu \left[ 1 + \frac{1-m_1}{m_1} (1-E)^3 \right]} \quad (2.19)$$

Аналогічно визначають тиск  $p_2$  і витрату  $Q_2$  в кишені 2. Врахуємо тільки, що зазор  $h$  при позитивному зсуві  $E$  в цьому випадку збільшується, тобто  $h = H(1+E)$ . Одержимо:

$$p_2 = \frac{p_H}{1 + \frac{1-m_2}{m_2}(1+E)^3}; \quad (2.20)$$

$$Q_2 = \frac{\pi H^3 p_H \left[ \frac{1}{\ln(r_{12}/r_{11})} + \frac{1}{\ln(r_{14}/r_{13})} \right]}{6\mu \left[ 1 + \frac{1-m_2}{m_2}(1+E)^3 \right]}. \quad (2.21)$$

Навантажувальна спроможність ГСП визначиться різницею реакцій тисків масляної плівки на бурт шпинделя з боку обох кишень:

$$P = F_{\text{Э1}} \cdot p_1 - F_{\text{Э2}} \cdot p_2. \quad (2.22)$$

Сумарна витрата укладається з витрат через дроселі  $D_1$  і  $D_2$ :

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (2.23)$$

Жорсткість масляного прошарку визначиться як похідна від навантажувальної спроможності по ексцентриситету:

$$C_{CT} = \frac{dP}{HdE} = \frac{3p_H}{H} \left\{ F_{E1} \frac{\frac{1-m_1}{m_1}(1-E)^2}{\left[ 1 + \frac{1-m_1}{m_1}(1-E)^3 \right]^2} + F_{E2} \frac{\frac{1-m_2}{m_2}(1+E)^2}{\left[ 1 + \frac{1-m_2}{m_2}(1+E)^3 \right]^2} \right\} \quad (2.24)$$

Демпфуюча здатність  $K_D$ , визначається як розмір реакції, що виникає в опорі при прямуванні бурту шпинделя з одиничною швидкістю (наприклад, 1 мкм/с). Демпфування характеризує спроможність опори гасити коливання (чим воно вище, тим кращі динамічні якості ГСП). При прямуванні бурту в напрямку кишені I рівняння (2.15) запишеться у вигляді:

$$\frac{p_H - p_1}{R_1} = p_1 \left( \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} \right) \cdot F_{E1} H \frac{dE}{dt},$$

де  $F_{E1} H \frac{dE}{dt}$  – кількість мастила, що витискується з кишені 1 при зсуві

бурту з ефективною площею  $F_{E1}$  за одиницю часу.

Виразивши далі  $p_1$  і розділивши на  $p_H$ , одержимо:

$$p_1 = \frac{p_H + F_{E1} H R_1 \frac{d\varepsilon}{dt}}{1 + \frac{1 - m_1}{m_1} (1 - \varepsilon)^3}.$$

Порівнюючи останню рівність із (2.18), зауважимо, що збільшення тиску  $p_1$  за рахунок швидкості зсуву дає другий доданок у чисельнику, отже, можна, записати:

$$P_{1Д} = \frac{F_{E2} \cdot R_2 \cdot H}{1 + \frac{1 - m_2}{m_2} (1 + \varepsilon)^3} \left( -\frac{d\varepsilon}{dt} \right);$$

Аналогічно для кишені 2:

$$P_{2Д} = \frac{F_{E2} \cdot R_2 \cdot H}{1 + \frac{1 - m_2}{m_2} (1 + \varepsilon)^3} \left( -\frac{d\varepsilon}{dt} \right).$$

Сумарне демпфіруючі спроможність визначиться за аналогією з (2.22):

$$K_{Д} = F_{E1}^2 \cdot P_{1Д} - F_{E2}^2 \cdot P_{2Д}, \text{ або}$$

$$K_{Д} = \left[ \frac{F_{E1}^2 \cdot R_1}{1 + \frac{1 - m_1}{m_1} (1 - \varepsilon)^3} + \frac{F_{E2}^2 \cdot R_2}{1 + \frac{1 - m_2}{m_2} (1 + \varepsilon)^3} \right] \frac{H d\varepsilon}{dt}. \quad (2.25)$$

Потужність насоса, що затрачається на прокачування мастила, виділяється у вигляді теплоти на елементах ГСП, що дроселюють. Запишемо із урахуванням (2.23):

$$N_{ПР} = p_H \cdot Q.$$

Втрати на тертя визначаються швидкістю  $dV/dh$  зсуву прошарків мастила в зазорах ГСП:

$$dF_{TP} = \mu \frac{dV}{dh} dS.$$

Помноживши силу тертя на швидкість ковзання  $V = r\omega$ , матимемо швидкість зсуву у вигляді:

$$\frac{dV}{dh} = \frac{r\omega}{h}.$$

Проінтегруємо далі отриманий вираз за площею опори  $dS = 2\pi r dr$  в ме-

$$N = \int_{r_{11}}^{r_{14}} \frac{r\omega}{h} \cdot r\omega \cdot 2\pi r dr$$

жах від  $r_{11}$  до  $r_{14}$ . Одержимо для кишені 1:

Враховуючи, що глибина кишень  $H_K \gg H$ ,  $h = H(1 - \varepsilon)$  при  $r \in (r_{11}, r_{12})$  і  $r \in (r_{13}, r_{14})$ ;  $h = H_K$  при  $r \in (r_{12}, r_{13})$ ,  $N_1$  визначаємо інтегруванням на трьох ділянках за радіусом опори:

$$N_1 = \frac{2\pi\omega^2}{H(1 - \varepsilon)} \int_{r_{11}}^{r_{12}} r^3 dr + \frac{2\pi\omega^2}{H_K} \int_{r_{12}}^{r_{13}} r^3 dr + \frac{2\pi\omega^2}{H(1 - \varepsilon)} \int_{r_{13}}^{r_{14}} r^3 dr$$

Коли проведемо інтегрування, одержимо вираз для втрат потужності на тертя з боку кишені I:

$$N_1 = \frac{\pi\mu\omega^2}{2} \left[ \frac{r_{12}^4 + r_{14}^4 - r_{11}^4 - r_{13}^4}{H(1 - \varepsilon)} + \frac{r_{13}^4 - r_{12}^4}{H_K} \right]$$

Остаточні втрати на тертя:

$$N_T = N_{PP} + N_1 + N_2, \quad (2.26)$$

де  $N_2$  визначається для кишені 2 за аналогією з врахуванням знаку  $\varepsilon$ :

$$N_2 = \frac{\pi\mu\omega^2}{2} \left[ \frac{r_{22}^4 + r_{24}^4 - r_{21}^4 - r_{23}^4}{H(1 + \varepsilon)} + \frac{r_{23}^4 - r_{22}^4}{H_K} \right]$$

Таким чином, ММ ГСП отримана у формі системи рівнянь вигляду:

$$Y_j = Y_j(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n), \quad (2.27)$$

де  $Y_j$  - характеристики ГСП, відповідно  $P$ ,  $Q$ ,  $C_{ст}$ ,  $N_T$ ,  $K_D$ ;  $x_i$  - параметри ГСП;

$j=1, \dots, 5$ ;  $i=1, \dots, n$ ;  $n$  - кількість параметрів ММ ГСП.

Оптимізація параметрів ГСП полягає в пошуку таких їхніх значень, які б найбільшою мірою задовольняли обраному критерію корисності.

Характеристики ГСП  $Y_j$ , які визначаються за формулами (2.27), є частковими показниками або частковими критеріями проектування. Природа їх суперечлива в тому, що поліпшення одних показників може спричинити за собою погіршення інших. Отже, оптимальним буде деяке компромісне рішення, що забезпечує найбільше раціональне сполучення часткових показ-

ників працездатності ГСП. При цьому, на часткові показники  $Y_j$ , можуть накладатися обмеження  $Y_{lj}$ , що забезпечують пошук тільки таких рішень, у котрих  $Y_j \succ Y_{lj}$  (знак  $\succ$  означає "краще").

У даному випадку оптимізація проводиться з використанням вагової функції, а оптимальне рішення визначається шляхом пошуку максимуму цієї функції в просторі параметрів  $x_1, \dots, x_n$ .

Вагова функція (функція цілі)

$$W(\bar{x}) = \bar{\pi}^T \bar{y}(\bar{x}) = \min_{\bar{x} \in D} \sum \pi_j \bar{y}_j, \quad (2.28)$$

де допустима область рішень являє собою множину точок  $\bar{x}^T = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  із  $n$ -мірного простору параметрів  $R^n$

$$D = \{ \bar{x} \in R^n : x_i^- \leq x_i \leq x_i^+; \bar{y}_j \geq 1; i = \overline{1, n}; j = \overline{1, 5} \} \quad (2.29)$$

де  $y^{-T}(\bar{x}) = (\bar{y}_1, \bar{y}_2, \dots, \bar{y}_5)$  - вектор, компонентами якого є нормовані часткові показники працездатності, що обчислюються за формулами, які враховують необхідний напрямок поліпшення  $Y_j$ .

Пронумеруємо часткові показники працездатності ГСП від 1 до 5 у такому порядку:  $P, Q, N_T, C_{CT}$  і  $K_D$ .

Вихідні дані для оптимізації. Далі наведені групи вихідних даних, які стосуються тільки безпосередньо моделі ГСП.

Параметри моделі (табл. 2.3)

Вводяться тільки  $x_j, x_j^+, x_j^-, K_j$ , причому, якщо  $K_j$  - ознака оптимізованості  $j$ -го параметру – дорівнює нулю,  $x_j^-$ , і  $x_j^+$  можна не вказувати;  $j = 1, 2, \dots, N$ , де  $N = 16$  – число параметрів  $x_j$  моделі (розмірність вектора  $\bar{x}$ ).

Таблиця 2.3 – Вхідні дані для оптимізації

Ім'я змінної $x_j$	Ідентифікатори в програмі				Одиниця виміру	Фізичний зміст (див. рис. 2.3)
	$x_j$	$x_j^-$	$x_j^+$	$K_{xj}$		
1	2	3	4	5	6	7
$\varepsilon$	$x1$	$x1_1$	$x1_2$	$K_{x1}$	-	Ексцентриситет
$H$	$x2$	$x2_1$	$x2_2$	$K_{x2}$	мкм	Зазор
$m_1$	$x3$	$x3_1$	$x3_2$	$K_{x3}$	-	Налагодження $p_1$
$m_2$	$x4$	$x4_1$	$x4_2$	$K_{x4}$	-	Налагодження $p_2$
$r_{11}$	$x5$	$x5_1$	$x5_2$	$K_{x5}$	мм	Позначення див. рис.2.3
$r_{12}$	$x6$	$x6_1$	$x6_2$	$K_{x6}$	мм	
$r_{13}$	$x7$	$x7_1$	$x7_2$	$K_{x7}$	мм	
$r_{14}$	$x8$	$x8_1$	$x8_2$	$K_{x8}$	мм	
$r_{21}$	$x9$	$x9_1$	$x9_2$	$K_{x9}$	мм	
$r_{22}$	$x10$	$x10_1$	$x10_2$	$K_{x10}$	мм	
$r_{23}$	$x11$	$x11_1$	$x11_2$	$K_{x11}$	мм	
$r_{24}$	$x12$	$x12_1$	$x12_2$	$K_{x12}$	мм	
$n$	$x12$	$x13_1$	$x13_2$	$K_{x13}$	$\text{хв}^{-1}$	Частота обертання
$\mu$	$x14$	$x14_1$	$x14_2$	$K_{x14}$	мПа с	В'язкість змазки
$p_H$	$x15$	$x15_1$	$x15_2$	$K_{x15}$	мПа	Тиск підводу
$H_K$	$x16$	$x16_1$	$x16_2$	$K_{x16}$	мм	Глибина кишені

Вхідні дані за часткових критеріїв проектування (табл. 2.4):

Таблиця 2.4 – Вихідні дані за часткових критеріїв проектування

Ім'я критерія	Ідентифікатори в програмі				Одиниця виміру	Фізичний зміст критерія (див. п. 4.1, рис. 4.1)
	$Y_{1j}$	$Y_{2j}$	$\pi_j$	$K_j$		
$P$	$Y_{11}$	$Y_{21}$	$P1$	$K1$	Н	Навантажувальна спроможність
$Q$	$Y_{12}$	$Y_{22}$	$P2$	$K2$	л/хв	Витрата змазки
$C_{ст}$	$Y_{13}$	$Y_{23}$	$P3$	$K3$	Н/мкм	Статична жорсткість
$NT$	$Y_{14}$	$Y_{24}$	$P4$	$K4$	кВт	Потужність тепловиділення
$K_D$	$Y_{15}$	$Y_{25}$	$P5$	$K5$	Н·с/мкм	Величина демпфування

Примітка.

- $j = 1, \dots, M; M = 5$  - кількість часткових критеріїв моделі.
- $Y_{1j}, Y_{2j}$  - відповідно нижнє і верхнє обмеження за  $j$ -м критерієм, при їх відсутності можна не вказувати.
- $K = \begin{cases} 0, \text{ якщо обмеження } j \text{ не враховуються;} \\ 1, \text{ якщо обмеження тільки знизу, тобто по } Y_{1j}; \\ 2, \text{ якщо обмеження тільки зверху, тобто по } Y_{2j}; \\ 3, \text{ якщо обмеження з двох сторін, тобто по } Y_{1j} \text{ і } Y_{2j} \end{cases}$

За приведеною методикою розроблена програма для ЕОМ (Додаток А) оптимізації параметрів ГСП методом комплексів.

Роздруківка результатів роботи цієї програми додається нижче.

Обмеження параметрів у порядку їх номерів в табл. 2.3:

0.20 0.20 0.00 0.00 30.00 1.00 20.00 25.00 30.00 35.00 20.00 25.00 30.00 35.00 0.00  
5.00  
0.80 0.80 0.00 0.00 50.00 4.00 24.00 29.00 34.00 50.00 24.00 29.00 34.00 50.00 0.00  
30.00

Розв'язок (екстремальна точка комплексу)  $\max M = 287$  ( в стовпчику Хорт приведені оптимальні значення параметрів ГСП)

І	№	Х	І	Х1	І	Х2	І	Хорт	І	Корт	І
І	---	І	-----	І	-----	І	-----	І	-----	І	-----
І	1	І	0.52	І	0.20	І	0.80	І	0.52	І	1
І	2	І	0.48	І	0.20	І	0.80	І	0.48	І	1
І	3	І	0.50	І	0.00	І	0.00	І	0.50	І	0

I 4 I	3000. I	0.00 I	0.00 I	3000. I	0 I	I
I 5 I	39.07 I	30.00 I	50.00 I	39.07 I	1 I	I
I 6 I	2.70 I	1.00 I	4.00 I	2.70 I	1 I	I
I 7 I	20.00 I	20.00 I	24.00 I	20.00 I	0 I	I
I 8 I	27.28 I	25.00 I	29.00 I	27.28 I	1 I	I
I 9 I	31.37 I	30.00 I	34.00 I	31.37 I	1 I	I
I10 I	44.49 I	35.00 I	50.00 I	44.49 I	1 I	I
I11 I	20.00 I	20.00 I	24.00 I	20.00 I	0 I	I
I12 I	26.76 I	25.00 I	29.00 I	26.76 I	1 I	I
I13 I	32.37 I	30.00 I	34.00 I	32.37 I	1 I	I
I14 I	39.41 I	35.00 I	50.00 I	39.41 I	1 I	I
I15 I	4.00 I	0.00 I	0.00 I	4.00 I	0 I	I
I16 I	11.30 I	5.00 I	30.00 I	11.30 I	1 I	I

#### Часткові критерії

I N I	Y1 I	Y2 I	Yopt I	Pi I	KY I
I 1 I	1.00 I	0.00 I	2.61 I	0. I	1 I
I 2 I	1.00 I	5.00 I	3.03 I	0.20 I	0 I
I 3 I	900. I	0.00 I	4384. I	0.20 I	1 I
I 4 I	0.10 I	0.00 I	0.24 I	0.10 I	1 I
I 5 I	1.00 I	500. I	349.9 I	0.4 I	2 I

Значення вагової функції цілі:

$W = 2,12$  STOP: за критерієм  $\epsilon = 0,00$ , за критерієм  $\delta = 0,052$ .

## 3 ТЕОРИТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКОШЛІФУВАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

### 3.1 Частотний аналіз биття шпинделів

#### 3.1.1 Методика аналізу

Точність обертання шпинделів, поряд із твердістю, температурною стабільністю і динамічними властивостями шпиндельного вузла, у значній мірі визначає точність і продуктивність верстата в цілому.

Основними джерелами биття шийки шпинделя, що центрує, (биття шпинделя) і биття осі обертання шпинделі є: ексцентриситет поверхні шийки шпинделя і отвору підшипника до вимірювальної поверхні (до шийки шпинделя, що центрує, чи циліндричної поверхні оправки, встановленої в кінцічному отворі шпинделя; некруглість і хвилястість поверхні шийки; бічне биття по поверхні шийки; некруглість і хвилястість поверхні підшипника. Величина биття шпинделя визначається спільною дією цих похибок, що виявляються з різними амплітудою, частотою і фазою. Складна взаємодія деталей підшипника під час його обертання і неминуче їхнє проковзування при роботі, дають підставу розглядати биття шпинделя як стаціонарний випадковий процес.

На величину похибки форми (некруглість) і на шорсткість поверхні виробів типу тіл обертання вирішальний вплив, робить сукупний вплив усіх складових биття шпинделя, частота  $\omega$  яких не дорівнює частоті  $\omega_n$  обертання шпинделя. Складова биття шпинделя з частотою  $\omega = \omega_n$  має визначальне значення для точності обробки виробів на фрезерних і зубошліфувальних верстатах (бабках виробу), а також на верстатах з автоматичною зміною інструмента. Амплітуда складової биття з частотою  $\omega = \omega_n$ , як правило, дорівнює 80-90% усієї величини биття; тому вона має вирішальне значення при перевірці верстата по таких параметрах, як биття пояска шпинделя, що центрує, биття кінцевого отвору шпинделя і т.д.

Між биттям шпинделя і биттям осі обертання шпинделя немає однозначної відповідності. Це зв'язано в першу чергу з тим, що у підшипниках, на яких монтуються шпинделі, немає прямого зв'язку між некруглістю  $\Delta R$  опорних поверхонь шпинделя й ексцентриситетом  $e$  підшипників щодо їхніх отворів.

Виміри, проведені на великій групі шліфувальних верстатів, у тому числі які знаходяться в експлуатації, показали, що кореляційний зв'язок між биттям шпинделя і биттям  $H$  осі обертання шпинделя відсутнє. Це вказує на необхідність (при оцінці якості шпиндельних вузлів верстатів) роздільного визначення биття  $H_{cp}$  шпинделя і биття  $H$  осі обертання шпинделя.

Приведена нижче методика частотного аналізу биття шпинделя дозволяє вирішити цю задачу.

Запис биття шпинделя може виконуватися за допомогою контактних чи безконтактних датчиків, з'єднаних підсилювачем і записуючим пристроєм. Отримана крива розбивається на рівні інтервали, число яких кратне числу  $n$  оборотів шпинделя, зроблених при записі биття. Сукупність ординат крапок поділу являє собою дискретно задану функцію  $y(t)$  биття шпинделя, де незалежна перемінна  $t$  являє собою час або кут повороту.

Виділення періодичної складової випадкової функції  $y(t)$  можна здійснити за допомогою її спектрального розкладання. Одним з методів оцінки спектральної щільності стаціонарного випадкового процесу є безпосереднє застосування перетворення Фур'є до реалізації випадкового процесу. Якщо реалізація  $y(t)$  задана на інтервалі часу  $(0, T)$ , то оцінка спектральної щільності обчислюється по формулі (3.1):

$$\tilde{S}(\omega) = \frac{1}{T} \cdot \frac{1}{\pi} \left[ \int_0^T y(t) e^{i\omega t} dt \right]^2. \quad (3.1)$$

Практично формули для обчислення спектральної щільності по дискретно заданій (числом  $N$  крапок) функції  $y(t)$  має вид:

$$S(\omega) = \frac{T}{4\pi} [u^2(\omega) + v^2(\omega)] \quad (3.2)$$

$$\text{де } u(\omega) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} y(k) \cos(\omega kT / N); \quad v(\omega) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} y(k) \sin(\omega kT / N).$$

Результати обробки запису биття шпинделя верстата, виконаної по формулі (3.2), показані на рис. 3.1. Як видно, поряд з биттям, обумовленим ексцентриситетом, з частотою  $\omega_n$  виділена складова биття, яка обумовлена хвилястістю поверхонь підшипника і рівна  $0,45\omega_n$ , що добре збігається з теоретичним значенням частоти обертання досліджуваного підшипника  $\omega_c = 0,44810\omega_n$ . Отримані дані вказують також і на те, що точність форми поверхонь підшипника була високою.

Для спрощення аналізу замінимо перетворення Фур'є розкладанням у ряд Фур'є. Це можливо, тому що домінуючі похибки підшипника (овальність, огранювання) виявляються з частотою, кратній частоті  $\omega_n$ , а швидкість приблизно дорівнює половині швидкості обертання шпинделя. Розкладання в ряд Фур'є для функції  $y(t)$  у цьому випадку запишеться:

$$y = a_0 + \sum_{k=1}^N (a_m \cos k\varphi + b_m \sin k\varphi), \quad (3.3)$$

де  $\varphi = 2\pi m / N$ , а  $m$  – порядковий номер гармоніки.

Коефіцієнти ряду Фур'є обчислюються по формулах:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y_k; \\ a_m &= \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N y_k \cos(2\pi mk / N); \\ b_m &= \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N y_k \sin(2\pi mk / N); \\ C_m &= \sqrt{a_m^2 + b_m^2}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$C(\omega) = \sqrt{v^2(\omega) + u^2(\omega)}, \quad \text{МКМ}$$

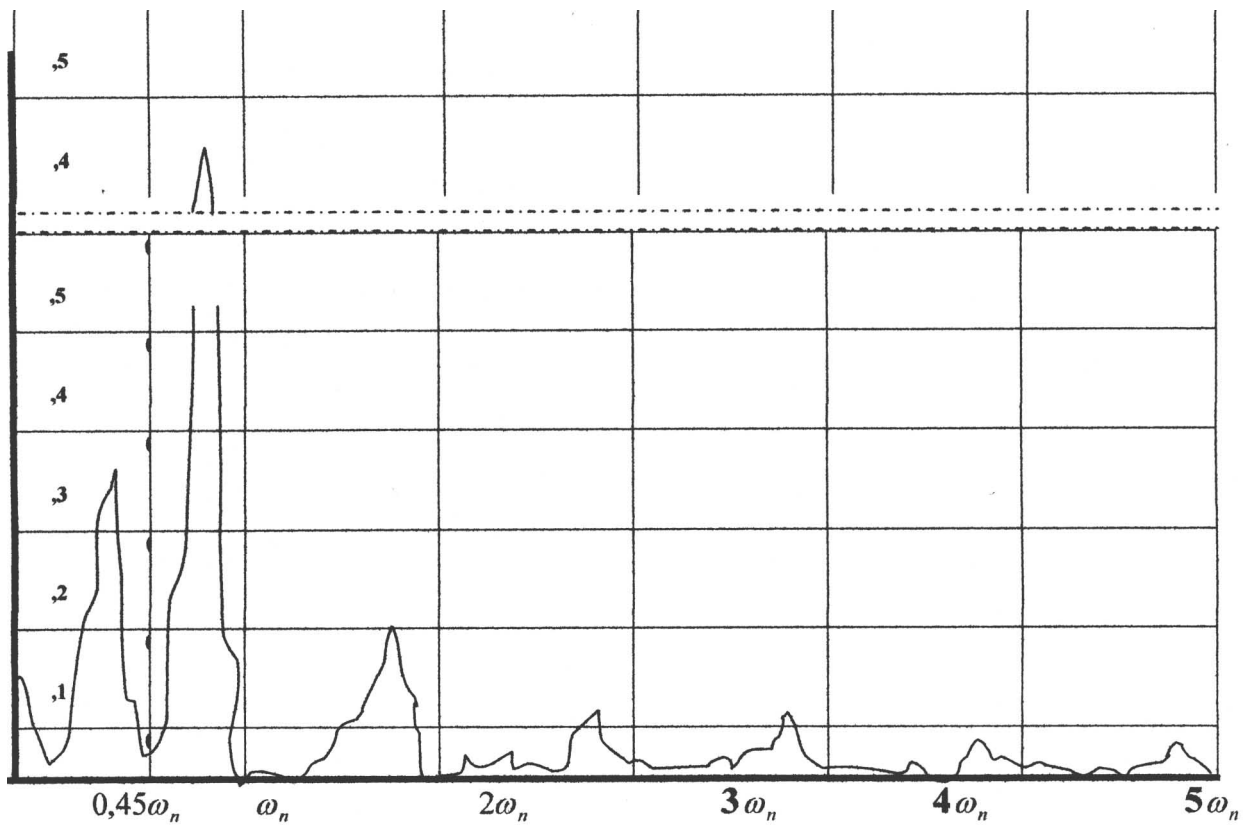


Рисунок 3.1 – Результати частотного аналізу запису биття шпинделя за допомогою неперервного перетворення Фур'є.

Обробка запису биття шпинделя по формулах (3.3) і (3.4) розраховується за допомогою комп'ютера по спеціальній програмі, написаної в MathCad, яка приведена нижче. Крім визначення коефіцієнтів розкладання в ряд Фур'є передбачене обчислення ординат  $y_1, y_2, y_3, y_{1+3}$  кривих биттів і розмахів  $H_1, H_2, H_3, H$  биттів цих кривих. Криві биття являють собою суми гармонік розкладання кривої биття в ряд Фур'є, складені за наступним правилом. Перша складова биття являє собою суму всіх гармонік з частотами  $\omega < \omega_n$ ; кількісна характеристика цієї складової – розмах  $H_1$ . Ця складова значною мірою визначає шорсткість поверхні оброблюваної деталі. Друга складова – гармоніка з частотою  $\omega = \omega_n$ ; кількісна характеристика – розмах  $H_2$ . Третя складова – сума всіх гармонік, частоти яких  $\omega > \omega_n$ ; кількісна характеристика – розмах  $H_3$ . Ця складова впливає на круглість деталі. Відновлена крива биття осі обертання шпинделя являє собою суму всіх гармонік спектра

биття шпинделя, частоти яких  $\omega \neq \omega_n$ ; її ординати  $y_1 + y_3 = y - y_2$ . Розмах  $H$  відновленої кривої биття являє собою узагальнену характеристику точності обертання шпинделя. Розмах  $H_1$  - це узагальнена характеристика впливу похибок комплексу тіл кочення на точність обертання шпинделя. Розмах  $H_2$  являє собою подвоєний приведенний ексцентриситет. Розмах  $H_3$  - це узагальнена характеристика впливу похибок форми доріжок кочення на точність обертання шпинделя, оскільки в цій області частоти зсуву осі обертання шпинделя обумовлені переважно обертанням внутрішнього кільця підшипника.

### 3.1.2 Програма Фур'є – аналізу кривої биття шпинделя

Програма написана в MathCad 2016. Як приклад розрахунку обрані дані записи биття шпинделя верстата 3М711В в лабораторії металорізальних верстатів кафедри «ПМіМ» Луцького національного технічного університету. Найбільш прості виміри точності обертання шпинделя, що проводяться при стандартних іспитах верстатів на геометричну точність, зв'язані з оцінкою радіального й осьового биття за допомогою індикатора (рис. 3.2).

Вимірювальною базою служить шийка шпинделя, що центрує, похибку форми якої входять у результат виміру. Для виміру биття при робочому обертанні застосовують безконтактні перетворювачі (індуктивні, ємнісні, токовихреві, фотоелектричні й ін.). При цьому вимірювальною базою служить, як правило, точне оправлення (циліндрична чи сферична), яка встановлена в конус шпинделя. При фотоелектричних методах виміру замість оправлення може використовуватися точне сферичне чи циліндричне дзеркало. Нижче приводиться програма розрахунку за приведеною методикою в MathCAD-2016.

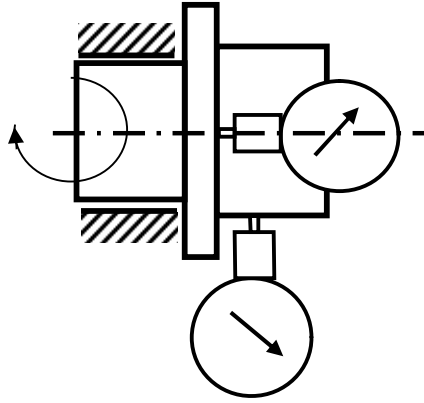


Рисунок 3.2 – Схема виміру радіального й осьового биття шпинделя з використанням індикаторів

### 3.1.3 Частотний аналіз биття шпинделів верстатів

$M := 40$                                     **Кількість гармонік**  
 $Kob := 10$                                    **Кількість обертів**  
 $Tob := 12$                                    **Кількість точок вимірювань на 1 оберт**  
 $N := Kob \cdot Tob + 1$                    **Загальна кількість точок вимірювань**  
 $h\phi := 2 \cdot \frac{\pi}{Tob}$                            **Крок по куту вимірювань**  
 $\omega n := 1$                                    **Частота обертання**

Зчитування набору точок  $\{y_k\}$  з файлу "vy.dat"

$k := 0..N - 1$      $y_k := \text{READ}(\text{"vy.dat"})$

$k := 0..N - 1$      $\phi_k := k \cdot h\phi$



Обчислення коефіцієнтів Фур'є  $a_m$ ,  $b_m$ ,  $c_m$  і частот  $\omega_m$

$$a_0 := \frac{2}{N} \cdot \sum y$$

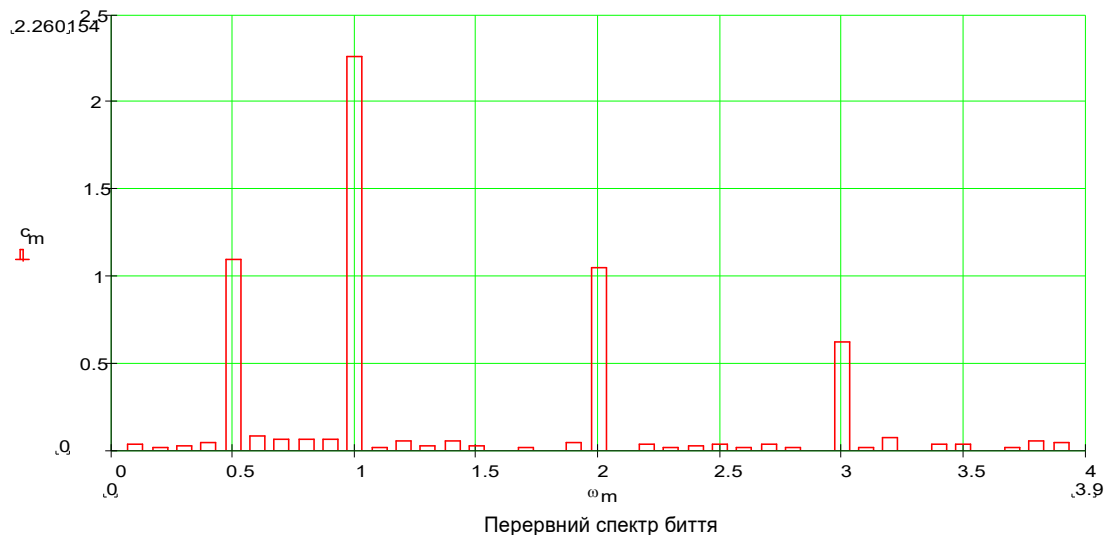
$$m := 1..M \quad a_m := \frac{2}{N} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} y_k \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{k}{N}\right) \quad b_m := \frac{2}{N} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} y_k \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{k}{N}\right)$$

$$b_0 := 0 \quad b_M := 0 \quad c_m := \sqrt{(a_m)^2 + (b_m)^2} \quad \text{-Значення амплітуд}$$

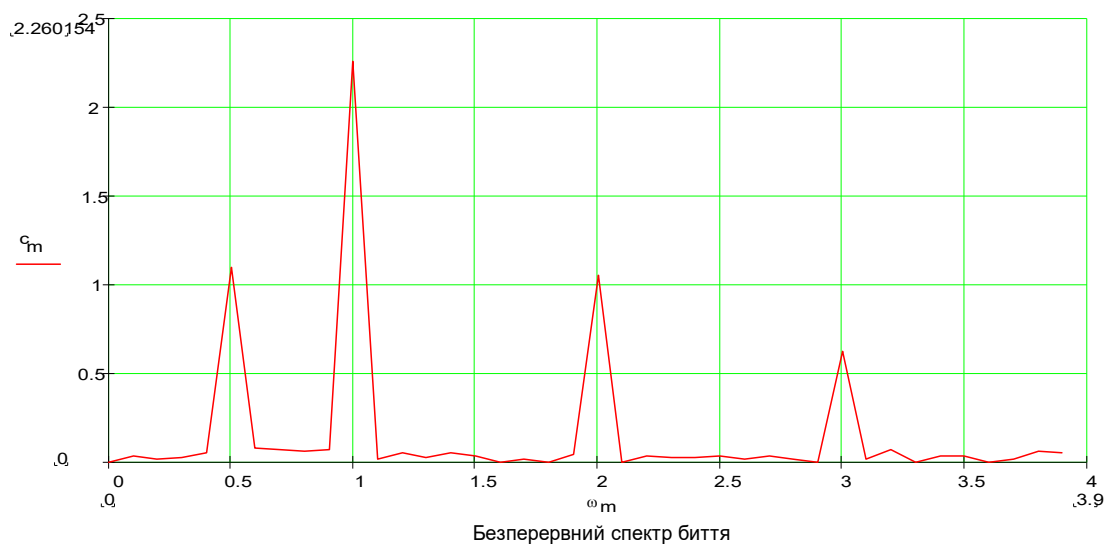
$$\omega_m := \frac{m}{\text{Kob}} \quad \text{-Значення частот}$$

$$m := 0, 1..M \quad A(m) := a_m \quad B(m) := b_m \quad C(m) := c_m \quad \Omega(m) := \omega_m$$

$$m := 0..M - 1$$



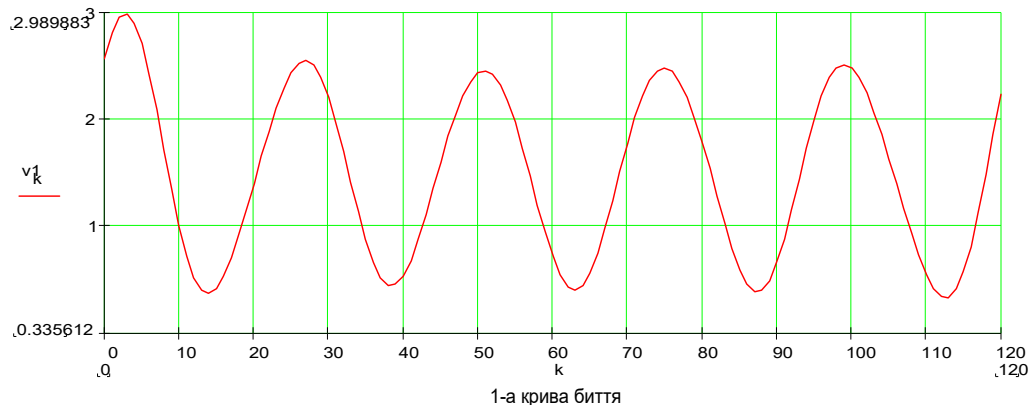
$$m := 0..M - 1$$



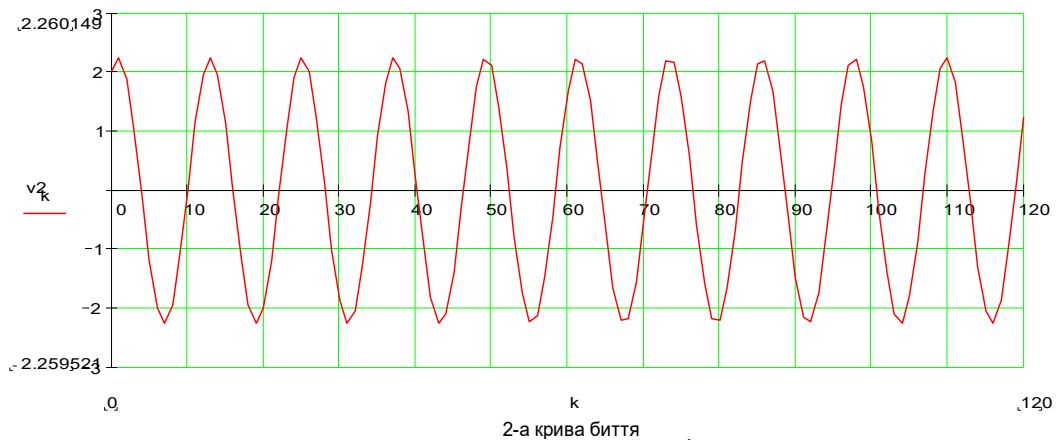
## Обчислення ординат $v_1, v_2, v_3, v_{13}$ - кривих биття і розмахів H1, H2, H3, H13

$$h\phi := 2 \cdot \frac{\pi}{N} \quad k := 0..N-1 \quad \phi_k := k \cdot h\phi$$

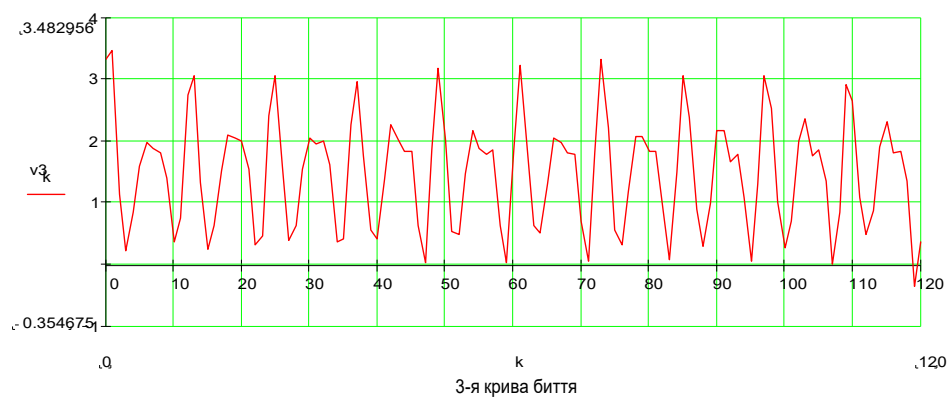
$$v_{1k} := \left[ \frac{a_0}{2} + \left( \sum_{m=1}^{Kob-1} a_m \cdot \cos(m \cdot \phi_k) \right) + \left( \sum_{m=1}^{Kob-1} b_m \cdot \sin(m \cdot \phi_k) \right) \right] \quad H1 := \sum_{m=1}^{Kob-1} c_m$$



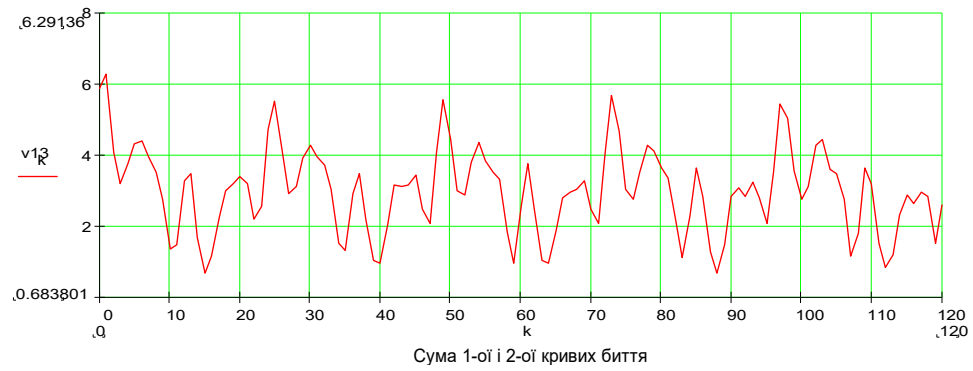
$$v_{2k} := a_{Kob} \cdot \cos(Kob \cdot \phi_k) + b_{Kob} \cdot \sin(Kob \cdot \phi_k) \quad H2 := c_{Kob}$$



$$v_{3k} := \left[ \frac{a_0}{2} + \left( \sum_{m=Kob+1}^M a_m \cdot \cos(m \cdot \phi_k) \right) + \left( \sum_{m=Kob+1}^M b_m \cdot \sin(m \cdot \phi_k) \right) \right] \quad H3 := \sum_{m=Kob}^M c_m$$



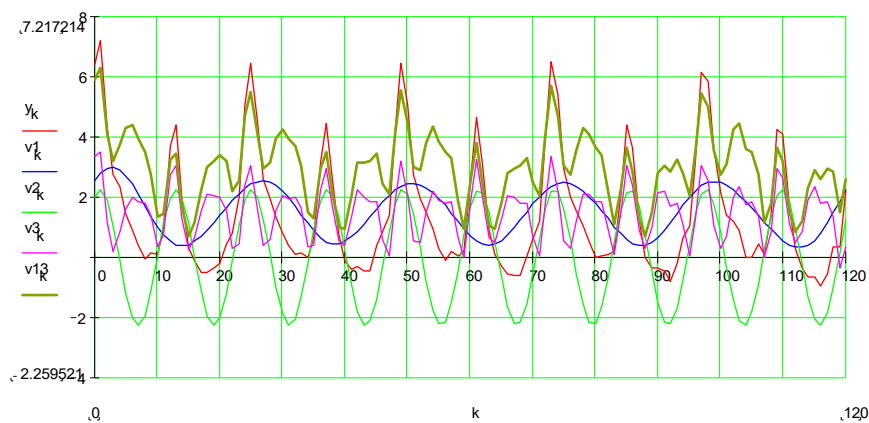
$$v_{13} := v_1 + v_3 \quad H13 := H1 + H3$$



### Значення розмахів кривих биття

N1 = 1.521	Розмах 1-ої кривої
N2 = 2.26	Розмах 2-ої кривої
N3 = 4.892	Розмах 3-ої кривої
N13 = 6.413	Розмах суми 1-ої і 3-ої кривих

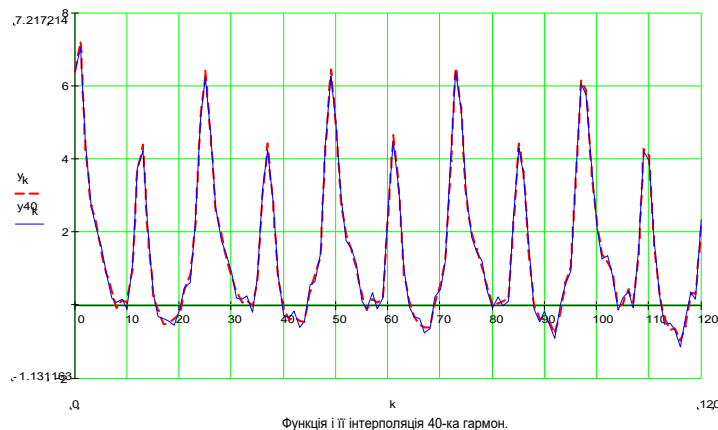
### Графіки функції і кривих биття в одній координатній площині



Інтерполяція функції тригонометричним поліномом з коефіцієнтами Фур'є  $a_m, b_m$ . Сороч гармонік.

$$k := 0..N - 1 \quad y4Q_k := \left[ \frac{a_0}{2} + \left( \sum_{m=1}^{40} a_m \cdot \cos(m \cdot \phi_k) \right) + \left( \sum_{m=1}^{40} b_m \cdot \sin(m \cdot \phi_k) \right) \right]$$

$$k := 0..N - 1$$



### 3.2 Порівняльне моделювання динамічних характеристик шпиндельного вузла

Моделювання виконується з метою визначення найкращих з погляду статичних і динамічних характеристик, конструктивних і розрахункових параметрів шпиндельного вузла (ШВ). При цьому порівнюються характеристики ШУ базового верстата з опорами кочення у вигляді тандемів радіально-упорних кулькових підшипників: 36115k, 36215k і 36915, що відрізняються габаритними розмірами по серіях, а також з гідростатичними підшипниками (ГСП) з внутрішнім щілинним дроселюванням в опорах.

Параметри кулькових підшипників отримані з використанням комп'ютерної бази даних OPORA. Розрахункова схема приведена на рис. 3.3.

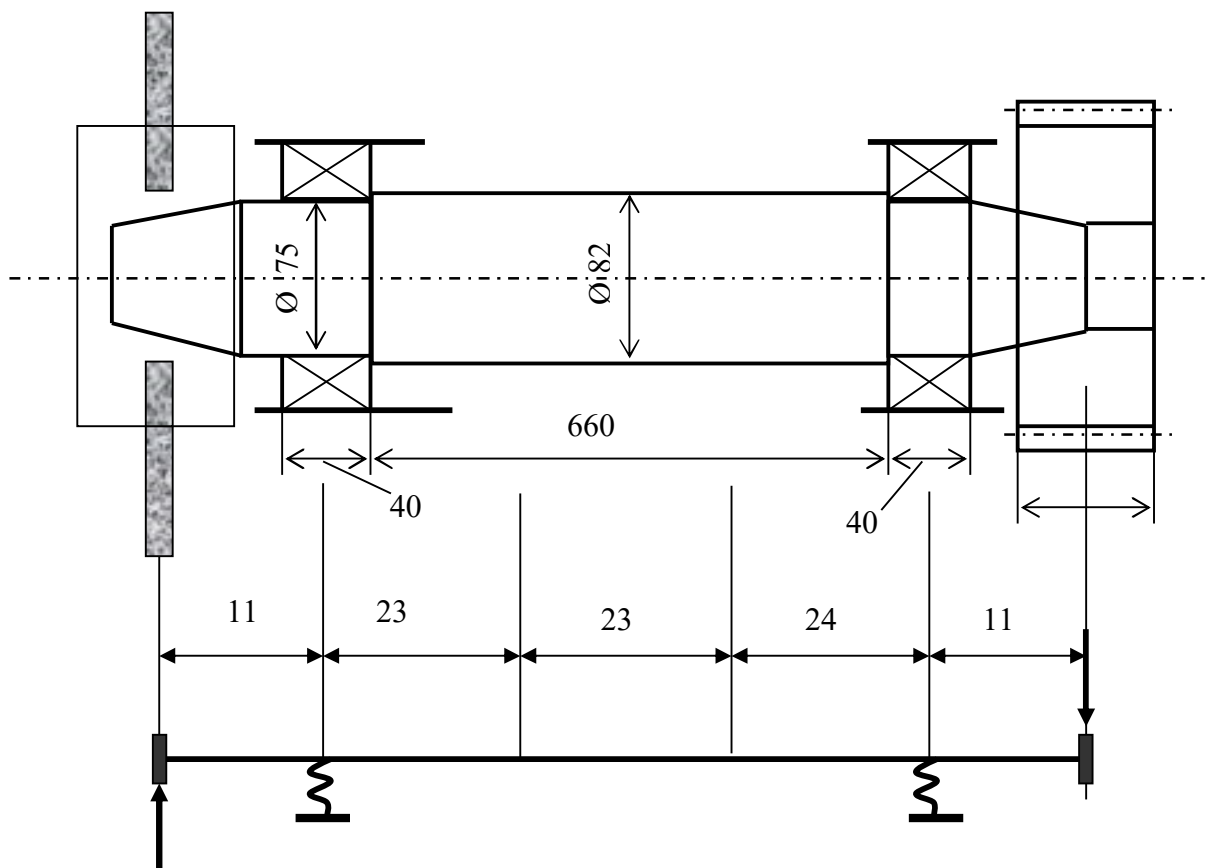


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема ШВ

## Вхідні дані

Вхідні дані у форматі програми SPINCH:

## Загальні відомості

```

| Количество узловых точек      9
| Количество упругих элементов  10
| Количество пружин              2
| Количество сосредоточ. масс   2
| Количество точек приложения сил 2
| Учет веса стержней (1-да;0-нет) 1
| Макс. исследуемая частота [Гц] 500.

```

## ----- Соединения и параметры упругих элементов -----

Коды: 1-пружина; 2-пружина с заделкой; 3-стержень; 4-стержень с заделкой

Для пружин - жесткость		осевая, даН/мкм		радиальная, даН/мкм		угловая, даН*м/рад			
N	Код	Нач. узел	Кон. узел	Для стержней – диаметры, мм:		длина стержня, мм		Относит.коэф-ент рассеяния энергии колебаний	
				Инаружный	внутренний				
1	3	1	2	100.00	70.00		56.00		0.01
2	3	2	3	90.00	40.00		70.00		0.01
3	3	3	4	73.00	28.00		110.00		0.01
4	3	4	5	70.00	28.00		15.00		0.01
5	3	5	6	70.00	28.00		56.00		0.01
6	3	6	7	50.00	28.00		35.00		0.01
7	3	7	8	50.00	28.00		120.00		0.01
8	3	8	9	45.00	28.00		50.00		0.01
9	2	2	0	0.00	130.00		0.00		0.25
10	2	5	0	10.70	67.80		9400.00		0.25

## Інерційні характеристики

```

| Узел|Сосред. масса|Мом.ин. массы
| N | N | [кг] | [кг*м**2]

```

```

-----+-----+-----
1 1 37.74 0.2870
2 0 10.00 0.0100

```

## Характеристики навантаження

```

| Узел| P(x) | P(z) | M(y)
| N | N | [даН] | [даН] | [даН*м]

```

```

--+---+-----+-----+-----
1 1 1000.0 5000. 25.00
2 0 0.0 -4748. 0.0

```

## Координати точок

```

| Узел| X | Z
| N | [мм] | [мм]

```

```

1 0.0 0.0
2 56.0 0.0
3 126.0 0.0
4 236.0 0.0
5 251.0 0.0
6 307.0 0.0
7 342.0 0.0
8 462.0 0.0
9 512.0 0.0

```

### Результати розрахунку

Проведено моделювання 4-х варіантів ШВ: 3 варіанти з підшипниками кочення і 1 варіант із ГСП, розрахованими в п.2 . Результати моделювання приведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Нормальні згинальні форми коливань шпинделя по варіантах

Варіанти ШВ	1 форма		2 форма	
	Частота, <i>гц</i>	Амплітуда, <i>мкм</i>	Частота, <i>гц</i>	Амплітуда, <i>мкм</i>
1 36115k	239	4,00	420	3,35
2 36215k	243	-3,98	488	3,20
3 36915	238	4,00	416	4,03
4 ГСП	237	3,77	402	4,08

### Висновки з моделювання

Проведено моделювання 4-х варіантів ШВ: 3 варіанти з підшипниками кочення і 1 варіант із ГСП, розрахованими в п.2. Вихідні дані для моделювання і його результатів приведені в таблиці 3.2.

Моделювання показало наступне:

1. Зсув кінця шпинделя під робочими навантаженнями склав відповідно: 4.88, 4.63, 4.96 і 5.36 *мкм*, тобто приблизно одного порядку. Це свідчить про те, що основна частина зсуву приходить на деформацію осі шпинделя, а збільшення твердості опор не дає істотного збільшення твердості ШВ.

2. Нормальні згинальні форми коливання (перші 2) приведені в таблиці 3.5.

З таблиці 3.1 бачимо, що не один з варіантів по інтенсивності нормальних згинальних форм суттєвої переваги не має.

Власні частоти коливань шпинделів відповідають частотам перших згинальних форм. Резонансні піддатливості на цих частотах мають наступні величини: 11.85, 9.63, 12.18 і 6.96 *мкм/даН*. Тому показнику суттєву перевагу

надає ШВ з ГСП.

### 3.3 Автоматизований розрахунок плавності переміщень стола верстата

#### 3.3.1 Методика автоматизованого розрахунку

До складу програмно-математичного забезпечення АПС «Привод подач і допоміжних переміщень» входить програма розрахунку плавності переміщень вузлів верстатів. В основі програми лежать теоретичні представлення та досліджені області існування фрикційних автоколиваний релакційного чи квазігармонічного типу, що є причиною порушення плавності переміщення вузлів.

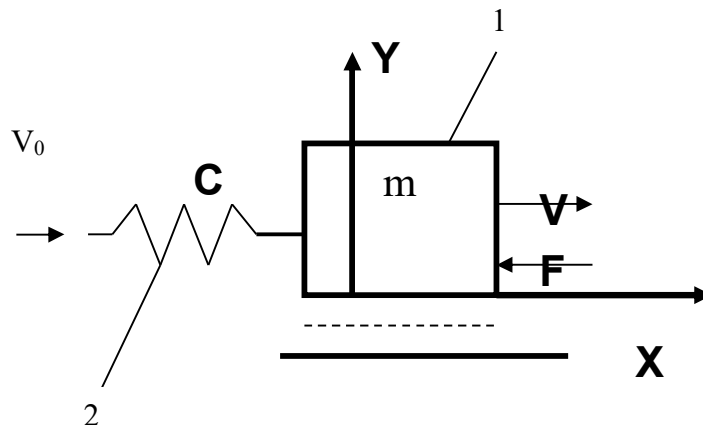


Рисунок 3.4 – Схема розрахунку плавності переміщення

Схема, на основі якої побудований алгоритм розрахунку плавності переміщення, приведена на рис. 3.4. Стіл 1 переміщається за допомогою пружного привода 2 по направляючих в умовах граничного (напіврідинного) тертя. Вважається, що сила тертя спокою постійна, а сила тертя руху залежить від швидкості ковзання, що приводиться [13] «спливанням» столу на шарі змащення під дією гідродинамічних сил, що виникають у масляних клинах. При періодичних коливаннях швидкості ковзання сила тертя зменшується зі збільшенням частоти коливань.

Вважається, що привід володіє лінійними дисперсними властивостями, тобто йому притаманні в'язке демпфірування, яке пропорційне швидкості

його деформації.

Така ідеалізація справедлива для багатьох реальних механізмів прямо-лінійного переміщення, у яких застосовується, наприклад, передача гвинт - гайка чи ковзання кочення, причому обертання гвинта (чи гайки) здійснюється через редуктор від двигуна з твердою характеристикою. Такі, зокрема механізми приводів подач і встановлюваних переміщень металорізальних верстатів. При деяких умовах аналогічні припущення припустимі і для приводів з гідравлічними циліндрами.

Для складання математичної моделі виберемо ортогональну систему координат, направивши вісь  $X$  вздовж основного (горизонтального) руху столу, а вісь  $Y$  вертикально. Положення початку координат на осі  $X$  обрано довільно, а осі  $Y$  збігається з положенням рівноваги столу на шарі змащення при швидкості  $v=0$ . При зазначених припущеннях і умовах «спливання», рівняння, що описують у безрозмірній формі силу тертя і рух столу, мають наступний вигляд:

$$[1 - \varphi(v)] \operatorname{sign} \Sigma \Phi \text{ при } \dot{\chi} = 0 \text{ і } |\Sigma \Phi| \geq 1; \quad (3.5)$$

$$\Phi(\dot{\chi}, v) = \begin{cases} [1 - \varphi(v)] \operatorname{sign} \dot{\chi} & \text{при } \dot{\chi} \neq 0; \\ \Sigma \Phi & \text{при } \dot{\chi} = 0 \text{ і } |\Sigma \Phi| < 1; \end{cases}$$

$$\ddot{\chi} = (\chi_0 - \chi) + 2\xi(\dot{\chi}_0 - \dot{\chi}) - \Phi(\dot{\chi}, v); \quad (3.6)$$

$$\dot{v} = (\dot{\chi} - v) / \vartheta. \quad (3.7)$$

Тут  $\Phi(\dot{\chi}, v)$  - безрозмірне представлення сили  $F$  тертя (математична модель сили тертя прийнята відповідно до роботи [14]);  $\chi = xc / Fn$ ;  $v = v_{uc} / (kvFn)$ ;  $x$  - переміщення столу;  $z$  - твердість привода;  $Fn$  - сила тертя спокою;  $y$  - «спливання» столу;  $kv$  - коефіцієнт пропорційності;  $\varphi(v)$  - безрозмірна форма залежності сили тертя від величини «спливання»;  $\Sigma \Phi = \Sigma F / F_{\text{п}}$ ;  $\Sigma F$  - сума сил, що діють на стіл у напрямку  $X$ , крім сили тертя;  $\chi_0 = x_0 z / F_{\text{п}}$ ;  $x_0$  - переміщення на вході пружного привода;  $\xi = b / (2\sqrt{cm})$ ;  $b$  - коефіцієнт в'язкого демпфірування в приводі;  $m$  - маса столу;  $\vartheta = T_{\text{в}} \omega_0$ ;  $T_{\text{в}}$  - постійна часу «спливання»;  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$  - власна частота коливань столу в напрямку  $X$ ;

крапками позначені похідні за безрозмірним часом  $\tau = \omega_0 t$ , де  $t$  – реальний час.

Рівняння (3.5) - (3.7) разом з вираженням для функції  $\varphi(\nu)$ , являють собою математичну модель процесу фрикційних автоколивань.

Як показано в динамічній системі, описуваної рівняннями (3.5) - (3.7), можливий рух трьох типів: релаксаційні автоколивання, які характеризуються періодичними зупинками столу; квазігармонічні автоколивання без зупинок; загасаючі коливання і наступний рух з постійною швидкістю. Ці три типи руху змінюють один одного при збільшенні швидкості  $\chi_0$  привода.

Коливання швидкості столу при всіх типах руху відбуваються щодо середнього значення, обумовленого швидкістю привода; при цьому швидкість столу не змінює знака. Для визначеності будемо розглядати випадок  $\chi > 0$ . Оскільки при збільшенні швидкості  $\chi_0$  релаксаційні коливання змінюються квазігармонічними, як математичний апарат розрахунку використаний метод гармонійної лінеаризації.

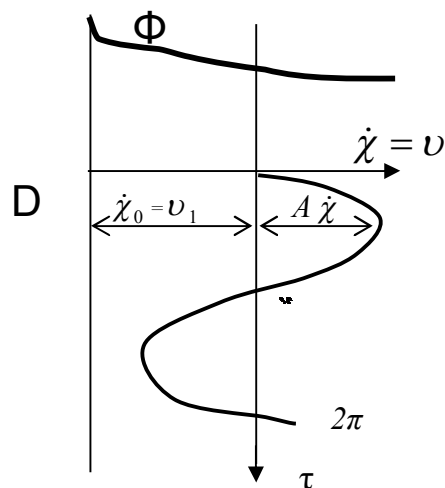


Рисунок 3.5 – Діаграма квазігармонічного руху

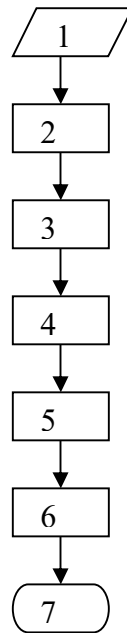


Рисунок 3.6 – Структурна схема алгоритму розрахунку плавності переміщень 1 – введення і друк вихідних даних; 2 – обчислення  $k_1, k_2, \alpha, \vartheta, \Theta$ ; 3 – логічний аналіз і визначення режиму руху; 4 – пошук критичної швидкості; 5 – пошук мінімально припустимої твердості; 6 – друк значень  $v_{кр}$  і  $c_{min}$ ; 7 – кінець.

На рис. 3.5 представлена діаграма квазігармонічного руху і відповідна йому позитивна галузь характеристики  $\Phi(\chi, \nu)$ .

Гармонійної лінеаризації піддається нелінійна функція  $\varphi(\nu)$ , що в околиці точки  $\nu_1 = \chi_0$  замінюється лінійною залежністю  $\varphi(\nu) \approx k(\chi_0, A_\nu)\nu$ , де  $k(\chi_0, A_\nu)$  – коефіцієнт гармонійної лінеаризації;  $A_\nu$  амплітуда коливань величини  $\nu$ .

При обчисленні коефіцієнтів гармонійної лінеаризації звичайно використовують досить складні і громіздкі інтегральні вираження. У даній випускній роботі запропонований прийом, що дозволяє приблизно (з контрольованою похибкою) обчислювати ці коефіцієнти безпосередньо через значення функції  $\varphi(\nu)$ . Зокрема, вираження для  $k(\chi_0, A_\nu)$  за допомогою цього прийому може бути отримане у вигляді:

$$K(\dot{\chi}_0, A v) = [\varphi(\dot{\chi}_0 + A v) - \varphi(\dot{\chi}_0 - A v)] / (2 A v) \quad (3.8)$$

Введемо у вираз (3.8) замість амплітуди  $A v$  амплітуду  $A \dot{\chi}$  коливань безрозмірної швидкості, оскільки саме ця величина визначає плавність руху столу. У розглянутій моделі режим квазігармонічних коливань має частоту, близьку до  $\omega_0$ . При цьому, у силу рівняння (3.7), амплітуди  $A v$  і  $A \dot{\chi}$  зв'язані співвідношенням

$$A v = A \dot{\chi} \alpha, \quad (3.9)$$

$$\text{де } \alpha = 1 / \sqrt{v^2 + 1}.$$

Підставивши вираз (3.7) у формулу (3.8), отримаємо:

$$k_0(\dot{\chi}_0, A \dot{\chi}) = [\varphi(\dot{\chi}_0 + A \dot{\chi} \alpha) - \varphi(\dot{\chi}_0 - A \dot{\chi} \alpha)] / (2 A \dot{\chi} \alpha) \quad (3.10)$$

Граничний режим переходу від релаксаційних коливань до квазігармонічних має властивість  $A \dot{\chi} = \dot{\chi}_0$ , тобто амплітуда коливань швидкості столу дорівнює швидкості привода. Це дозволяє визначити границю існування релаксаційних автоколивань. Справді, при цій умові отримаємо з виразу (3.6) коефіцієнт гармонійної лінеаризації:

$$k(\dot{\chi}_0) = \{\varphi[\dot{\chi}_0(1+\alpha)] - \varphi[\dot{\chi}_0(1-\alpha)]\} / (2 \dot{\chi}_0 \alpha).$$

Для відсутності релаксаційних автоколивань необхідне і достатнє виконання критеріїв Гурвица для характеристичного рівняння гармонічно лінійної системи. З цих критеріїв отримане рівняння границі області релаксаційних автоколивань у площині параметрів  $(\dot{\chi}_0, 2\xi\Theta)$ :

$$\{\varphi[\dot{\chi}_0(1+\alpha)] - \varphi[\dot{\chi}_0(1-\alpha)]\} / (2\alpha \dot{\chi}_0) = 2\xi\Theta, \quad (3.11)$$

$$\text{де } \Theta = (g^2 + 2\xi g + 1) / (2\xi g + 1).$$

Аналогічно можна знайти умову існування квазігармонічних  $\dot{\chi}_0$   $\dot{\chi} \leq$  автоколивань без зупинок:  $k(A \dot{\chi})$ . Стійкий періодичний (квазігармонічний) режим буде існувати лише в тому випадку, якщо  $k(\dot{\chi}_0, A \dot{\chi})$  є монотонно спадаюча функція амплітуди  $A \dot{\chi}$ . Границя, що відокремлює область існування квазігармонічних коливань, від області стійкого (рівномірного) руху, визначається рівнянням:

$$\lim_{A\dot{\chi} \rightarrow 0} k(\dot{\chi}_0, A\dot{\chi}) = \varphi'(\dot{\chi}_0) = 2\xi\Theta, \quad (3.12)$$

де  $\varphi'(\dot{\chi}_0)$  - перша похідна функції  $\varphi(v)$  у крапці  $v = \dot{\chi}_0$  (тут і далі штрихом позначені похідні функцій по їхніх аргументів на відміну від похідних по  $\tau$ , позначених крапками).

Для побудови алгоритму і програми розрахунку виконаємо у виразах (3.9) і (3.10) зворотний перехід від безрозмірних величин до розмірного. Припустимо, що залежність сили тертя від швидкості  $v$  ковзання має вид  $F(v) = N\mu(v)$ , де  $N$  – сила нормального тиску на направляючі;  $\mu(v)$  – залежність коефіцієнта тертя від швидкості ковзання. Тоді ліві частини рівнянь (3.9) і (3.10) можна представити як:

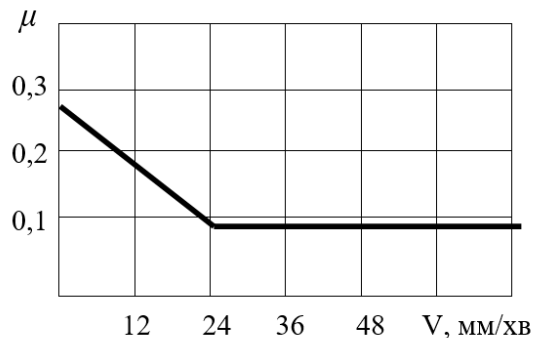


Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта  $\mu$  тертя від швидкості  $v$  (до прикладу розрахунку).

$$k_1 = N\{\mu[v(1-\alpha)] - \mu[v(1+\alpha)]\} / (\alpha v \sqrt{mc}) \quad \text{і}$$

$$k_2 = -N\mu'(v) / \sqrt{mc}.$$

Як впливає з виразів (3.11) і (3.12), умова відсутності релаксаційних автоколивань:

$$k_1 < 2\xi\Theta, \quad (3.13)$$

а умова відсутності квазігармонічних автоколивань без зупинок:

$$k_2 < 2\xi\Theta, \quad (3.14)$$

Звідси умова стійкого руху:

$$\max(k_1, k_2) < 2\xi\Theta, \quad (3.15)$$

а умова існування квазігармонічних автоколивань:

$$k_2 > k_1 > 2\zeta\Theta. \quad (3.16)$$

Укрупнена структурна схема алгоритма розрахунку плавності переміщень приведена на рис. 3.5. Кінцевими даними для розрахунку є маса стола, жорсткість привода, постійна часу, сила  $N$  нормального тиску; коефіцієнт  $\zeta$  демпфірування; швидкість  $v$  привода; кінетична характеристика тертя, що задається по крапках у виді двох масивів:  $\{v(i)\}$  – масив значень швидкості і  $\{\mu(i)\}$  – масив значень коефіцієнта тертя (тут  $i$  – номер елемента в масиві). Програма дозволяє оцінити режим руху вузла при заданій швидкості, знайти значення критичної швидкості  $v_{кр}$  (тобто тієї мінімальної швидкості, при якій рух ще стійкий) і те мінімальне значення  $c_{min}$  твердості привода, при якому задана швидкість руху вузла буде критичною.

Для знаходження величин  $\mu[v(1-\alpha)]$ ,  $\mu[v(1+\alpha)]$  і  $\mu'(v)$  використовується наступна процедура. Для кожного значення  $w = \{v, v(1-\alpha), v(1+\alpha)\}$  визначається таке значення  $v(i)$ , при якому  $v(i-1) < w \leq v(i)$ . У знайденому інтервалі  $[v(i-1), v(i)]$  виконується лінійна інтерполяція характеристики тертя, для чого шукаються кутовий коефіцієнт і постійний член рівняння прямої, що проходить через точки з координатами  $v(i-1)$ ;  $\mu(i-1)$ ; і  $v(i)$ ;  $\mu(i)$ .

Кутовий коефіцієнт:

$$k_j = [\mu(i) - \mu(i-1)] / [v(i) - v(i-1)],$$

де  $j=3,4,5$ ; постійний член  $l_j = \mu(i-1) - v(i-1)k_j$ .

По рівняннях прямих, що інтерполують, можна знайти

$$\mu[v(1-\alpha)] = k_3 v(1-\alpha) + l_3; \quad \mu[v(1+\alpha)] = k_4 v(1+\alpha) + l_4; \quad \mu'(v) = k_5.$$

Блок логічного аналізу (див. рис. 3.5) визначає режим руху відповідно до логічних умов (3.13), (3.14), і (3.16), у результаті чого на друк видається повідомлення про тип режиму руху. Якщо не виконана умова (3.13) чи виконана умова (3.16), програма за вказівкою користувача здійснює пошук значень  $v_{кр}$  або  $c_{min}$ .

Для знаходження критичної швидкості задана величина швидкості міняється відповідно до формули  $v := v + (v_0 \delta_v)$ , де  $\delta_v$  – відносна точність, що за-

дається користувачем, критичної швидкості;  $v_0$  - задане значення швидкості привода; символ «:=» означає «привласнити значення». Робота програми продовжується доти, поки  $v$  не досягне значення, при якому виконується умова (3.15). Після цього значення  $v_{кр}$  виводиться на друк, і робота програми закінчується.

Аналогічно, для знаходження  $c_{min}$  задана величина жорсткості змінюється по формулі  $z:=z+z_0 \delta_c$ , де  $\delta_c$  - відносна точність, що задається користувачем, мінімальної жорсткості;  $c_0$  - початкове значення жорсткості. Робота програми продовжується до виконання умови (3.15), після чого значення  $c_{min}$  виводиться на друк.

Якщо при заданих параметрах рух стійкий, то і у цьому випадку можна за вказівкою користувача знайти  $v_{кр}$  і  $c_{min}$ . Пошук проводиться аналогічно попередньому з тією лише різницею, що величини  $v$  і  $z$  змінюються по формулах  $v:=v-v_0 \delta_v$  і  $c:=c-c_0 \delta_c$ . Якщо при пошуку  $v_{кр}$  реалізується умова  $v < 6 \cdot 10^{-3}$  мм/хв, та на друк видається повідомлення про те, що рух стійкий при будь-якій швидкості, і робота програми закінчується.

### 3.3.2 Розрахунок для верстата 3E711B

Параметри системи:  $m=100$  кг;  $N=1000$  Н;  $c=20$  Н/мкм;  $T_e=0,04$  з;  $\xi=0,045$ . Залежність коефіцієнта тертя від швидкості задана графіком (рис.3.4.); вона представлена масивами значень  $\mu$  і  $v$  по 12 елементів у кожному ( $i=1,2,\dots,12$ )...

Розрахунок виконаний при трьох значеннях  $v=22,8$ ;  $25,2$  і  $30$  мм/хв. Для всіх трьох випадків необхідно знайти критичну швидкість і мінімальну твердість привода, при якій задана швидкість є критичної. Відносна точність критичної швидкості і мінімальної твердості у всіх випадках прийнята рівної  $0,5\%$  заданого значення відповідної величини.

Розрахунок показав, що при  $v=22,8$  мм/хв існують релаксаційні автоколивання (стрибки), а  $c_{min}$  для цієї швидкості дорівнює  $20,1$  Н/мкм. При  $v=25,2$  мм/хв існують квазігармонічні автоколивання, а  $c_{min}$  має те ж значен-

ня. При  $v=30$  мм/хв рух рівномірний;  $c_{min}=28$  Н/мкм. При заданих параметрах  $v_{кр}=26,4$  мм/хв.

Для перевірки вірогідності результатів розрахунку були використані дані, отримані на спеціальному стенді. Експериментально знайдене значення  $v_{кр}$  складало приблизно 400 мм/хв. Розрахунок, виконаний по описуваній програмі, показав, що для прийнятих параметрів стенда і характеристики тертя, знятої на ньому, такому значенню  $v_{кр}$  повинно відповідати  $T_B=0,04$  с. Згідно даних, для  $v=400$  мм/хв і пари тертя «чавун – чавун»  $T_B=0,03$  с. Таким чином, можна констатувати, що результати розрахунку погодяться з експериментальними даними, що свідчить про його вірогідність.

### 3.3.3 Програма моделювання повільного переміщення стола верстата

В роботі виконуються:

1. Обчислення  $K_1, K_2$
2. Визначення значень критичної швидкості;
3. Визначення мінімальних значень жорсткості приводу
4. Аналіз: оцінка режиму руху вузла при заданій швидкості.

Обчислення проводяться для ряду значень  $v_i$  - швидкості приводу.

Кінетична характеристика тертя  $m$  визначається як функція від швидкості:  $m = m(v)$ .

В даній роботі функція  $m(v)$  подана у вигляді двох функцій:

$$m(v) = \begin{cases} mf1(v) = -0,008v + 0,3 & \text{якщо } v \leq 28 ; \\ mf2(v) = 0,068 & \text{якщо } v > 28. \end{cases}$$

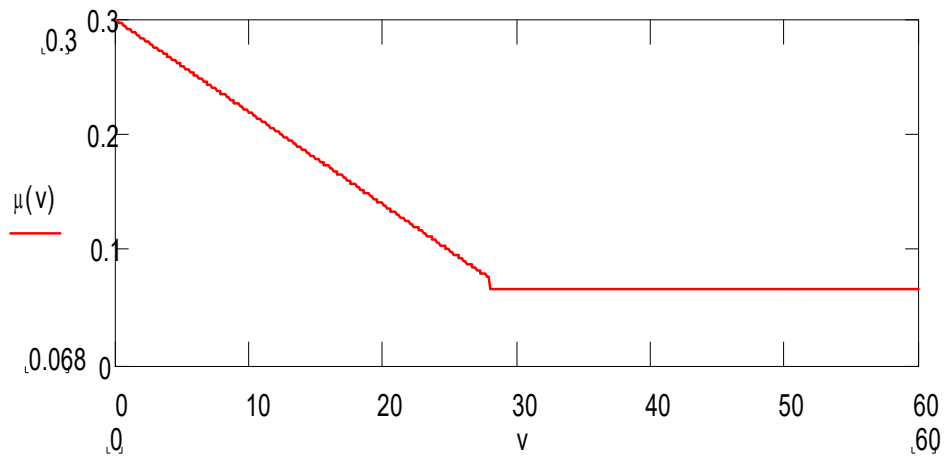
Функції:

Похідні:

$$\mu f1(v) := -0.008v + 0.3 \quad \mu f2(v) := 0.068 \quad \mu p1(v) := -0.008 \quad \mu p2(v) := 0$$

$$\mu(v) := \begin{cases} \mu f1(v) & \text{if } v \leq 28 \\ \mu f2(v) & \text{otherwise} \end{cases} \quad \mu p(v) := \begin{cases} \mu p1(v) & \text{if } v \leq 28 \\ \mu p2(v) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$v := 0, 0.1.. V_{max}$$



Увага ! Задайте ряд значень  $v_i$  швидкостей привоу (мм/хв)

Кількість значень  $n := 3$

$$v_1 := 22.8 \quad v_2 := 25.2 \quad v_3 := 30$$

1. Обчислення  $K_1, K_2$

$$\omega_0 := \sqrt{\frac{c \cdot 10^6}{m}} \quad v := T_B \cdot \omega_0 \quad \alpha := \frac{1}{\sqrt{v^2 + 1}} \quad \theta := \frac{v^2 + 2 \cdot \xi \cdot v + 1}{2 \cdot \xi \cdot v + 1}$$

$j := 1..n$

$$K_{1j} := N \cdot \frac{\mu[v_j \cdot (1 - \alpha)] - \mu[v_j \cdot (1 + \alpha)]}{\alpha \cdot v_j \cdot \frac{10^3}{60} \cdot \sqrt{m \cdot c \cdot 10^6}} \quad K_{2j} := -N \cdot \frac{\mu p(v_j)}{\sqrt{m \cdot c \cdot 10^6}}$$

2. Значення критичної швидкості  $V_{кр}$

Увага ! Задайте відносну точність критичної швидкості:  $\delta v := 0.00!$

$$c0 := c$$

$$2 \cdot \xi \cdot \theta = 11.125$$

```

Cmin:= for i ∈ 1..n
      k1 ← 100
      k2 ← 100
      V ← vi
      w ← V ·  $\frac{10^3}{60}$ 
      θ ← 0
      C ← C0
      while max(k) ≥ 2·ξ·θ
        ω0 ←  $\sqrt{\frac{C \cdot 10^6}{m}}$ 
        t ← TB · ω0
        α ←  $\frac{1}{\sqrt{t^2 + 1}}$ 
        θ ←  $\frac{t^2 + 2 \cdot t \cdot w + 1}{2 \cdot \xi \cdot t + 1}$ 
        k1 ← N ·  $\frac{\mu(V \cdot (1 - \alpha)) - \mu(V \cdot (1 + \alpha))}{\alpha \cdot w \cdot \sqrt{m \cdot C \cdot 10^6}}$ 
        k2 ← N ·  $\frac{\mu p(V)}{\sqrt{m \cdot C \cdot 10^6}}$ 
      (MM/XB
      C ← C + C0·δc
      break if C ≥ Cmax
      Wi ← C - C0·δc
      W

```

$$C_{\min} = \begin{bmatrix} 0 \\ 35.2 \\ 35.2 \\ 20 \end{bmatrix} \blacksquare$$

3. Значення жорсткості  $C_{\min}$ , яка є мінімально допустима

Увага ! Задайте відносну точність мінімальної жорсткості:  $\delta c := 0.00!$

$C_0 = 20 \blacksquare$

```

Vкр := for i ∈ 1.. n
      k1 ← 100
      k2 ← 100
      C ← C0 · 106
      V ← vi
      V0 ← V
      while max(k) ≥ 2 · ξ · θ
        w ← V ·  $\frac{10^3}{60}$ 
        k1 ← N ·  $\frac{\mu(V \cdot (1 - \alpha)) - \mu(V \cdot (1 + \alpha))}{\alpha \cdot w \cdot \sqrt{m \cdot C}}$ 
        k2 ← -N ·  $\frac{\mu p(V)}{\sqrt{m \cdot C}}$ 
        V ← V + V0 · δv
        break if V ≥ Vmax
      Wi ← V - V0 · δv
    W

Vкр =  $\begin{bmatrix} 0 \\ 28.956 \\ 28.98 \\ 30 \end{bmatrix}$  (мм/мін)

```

#### 4. Аналіз: оцінка режиму руху вузла при заданій швидкості

Умови:

- а)  $k_1 < 2xQ$  - відсутність релаксаційних автоколивань(скачків);
- б)  $k_1 > 2xQ$  - наявність релаксаційних автоколивань(скачків);
- в)  $k_2 < 2xQ$  - відсутність квазігармонічних автоколивань;
- г)  $\max(k_1, k_2) < 2xQ$  - стійкість руху;
- д)  $k_2 > k_1 > 2xQ$  - існування квазігармонічних автоколивань.

1) Для значень:  $i := 1$

швидкості руху:  $v_i = (\text{ММ/ХВ} \text{ мм/мін})$   
 жорсткості приводу:  $c = 20 \quad (\text{Н/мкм})$

$$k_{1i} := K_{1i} \quad k_{2i} := K_{2i} \quad k_1 = 21.466 \quad k_2 = 1.78910^{-4} \quad 2 \cdot \xi \cdot \theta = 11.125$$

Має місце випадок б):  $k_1 > 2\xi\theta$

**наявність релаксаційних автоколивань**

$$V_{кр1} = 28.956 \text{ (мм/мін)} \quad C_{мін1} = 35.2 \text{ (Н/мкм)}$$

2) Для значень:  $i := 2$

швидкості руху:  $v_i = (\text{ММ/ХВ} \text{ мм/мін})$   
 жорсткості приводу:  $c = 20 \quad (\text{Н/мкм})$

$$k_{1i} := K_{1i} \quad k_{2i} := K_{2i} \quad k_1 = 21.466 \quad k_2 = 1.78910^{-4} \quad 2 \cdot \xi \cdot \theta = 11.125$$

Має місце випадок б):  $k_1 > 2\xi\theta$

**наявність релаксаційних автоколивань**

$$V_{кр2} = 28.98 \text{ (мм/мін)} \quad C_{мін2} = 35.2 \text{ (Н/мкм)}$$

3) Для значень:  $i := 3$

швидкості руху:  $v_i \quad (\text{ММ/ХВ} \text{ мм/мін})$   
 жорсткості приводу:  $c = 20 \quad (\text{Н/мкм})$

$$k_{1i} := K_{1i} \quad k_{2i} := K_{2i} \quad k_1 = 0 \quad k_2 = 0 \quad 2 \cdot \xi \cdot \theta = 11.125$$

Має місце випадок г):  $k_1 > 2\xi\theta$

**Стійкість руху (рух рівномірний)**

$$V_{кр3} = 30 \text{ (мм/мін)} \quad C_{мін3} = 20 \text{ (Н/мкм)}$$

## 4 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШПИНДЕЛІВ ВИСОКОТОЧНИХ ВЕРСТАТІВ

### 4.1 Характеристика шпинделів високоточних верстатів

Особливість шпинделів високоточних верстатів – дуже висока точність розмірів, форми і взаємного розташування підшипникових шийок, базових торців і конусного отвору. Така висока точність визначається вимогами, які пропонуються для шпиндельного вузла, який вмонтований на верстаті. Представлення цих вимог подає табл. 4.1, у якій приведені вибірккові дані норм точності на шпиндельні вузли, передбачені стандартом.

У таблиці 4.2 приведені дані про застосовувані точності шпинделів ряду високоточних верстатів, що випускаються вітчизняними заводами. З таблиці видно, що точність шпинделів таких верстатів характеризується наступними даними: діаметр підшипникових шийок 2, 5-й і вище 5-го квалітета, некругість шийок 0,3-1,0 *мкм*, взаємне биття відповідальних поверхонь 1,0-2,0 *мкм*, чистота поверхні 0,08...0,16 *мкм*. З огляду на вимоги підвищення ресурсу точності верстатів, бажано щоб точність шпинделів була вище зазначеної в таблиці.

Шпинделі високоточних верстатів застосовуються по довжині в межах 1000 *мм*, по діаметру найбільшої ступіні (крім фланця) у межах 100 *мм*. По конфігурації такі шпинделі розділяються на суцільні і порожні, із фланцем і без фланця.

Таблиця 4.1. Норми точності на металоріжучі верстати

Найменування перевірки	Клас точності верстата	Допуск в залежності від типу верстата, мкм			
		Круглошліфувальні верстати	Токарні і токарно-гвинторізні	Зубошліфувальні, які працюють абразивним черв'яком	Зубошліфувальні для циліндричних коліс, які працюють за методом обробки при одиничному діленні
Радіальне биття вісі отвору шпинделя а) у торця шпинделя б) на довжині від L торця	B	a) 2,5 b) 4,0	a) 5,0 b) 7,0	a) 2,5 b) 4,0	-
	A	a) 1,5 b) 2,5	-	a) 1,6 b) 2,5	a) 2,5 b) 3,0
Радіальне биття центруючої повурхні шпинделя	B	2,5	5,0	2,0	-
	A	1,5	-	1,2	-
Вісьове биття шпинделя	B	2,0	5,0	2,0	-
	A	1,2	-	1,2	2,0
Торцьове биття опорного буртика шпинделя	B	4,0	7,0	-	-
	A	2,5	-	-	2,0
Радіальне биття центруючої поверхні шліфувального шпинделя	B	3,0	-	-	-
	A	2,0	-	-	2,0
Вісьове биття шліфувального шпинделя	B	2,5	-	-	-
	A	1,5	-	-	0,8

Таблиця 4.2. Точність шпинделів високоточних верстатів

Назва верстага	Модель	Основні розміри міри оброблююем их деталей (діаметр × чи довжина модуль), мм	Точність підшипникових шійок		Взаємне биття підшипн икових шійок, мкм	Биття отворів відносно шійок мкм	Биття базового торця мкм	Чистота поверхні (клас)	
			По діаметру (клас точності)	По некруг лості, нки				Подшипни кових шійок	Базового торця
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Токарний гвинторізний верстат особливої точності	1603В	160×250	1	1,0	2,0	1,0	1,0	12	12
Токарний верстат особливої точності	19610А	200×350	1	1,0	1,0	1,0	1,0	10	12
Універсальний круглошліфувальний верстат особливо високої точності	3В10	100×150	Вище 1 кл.	0,5	1,0	-	1,0	12	11
Круглошліфувальний полуавтомат особливої точності	3В110	100×200	Вище 1 кл.	0,3	0,75	-	2,0	12	
Універсальний круглошліфувальний верстат особливо високої точності	3Е12	200×500	2	0,5	1,0	-	2,0	12	10
Круглошліфувальний полуавтомат особливої точності	3Е153	140×500	2	0,5	2,0	-	2,0	12	10
Універсальний різешліфувальний верстат високої точності	5822	200×500	Вище 1 кл.	1,0	3,0	-	-	12	12
Внутрішньошліфувальний верстат особливо високої точності	3В225	25×50	Вище 1 кл.	0,5	1,0	1,0	1,0	11	9

Продовження таблиці 4.2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутрішньошліфувальний верстат особливо високої точності	3В227	100×125	Вище 1 кл.	1,0	1,0	1,0	2,0	11	9
Зубошліфувальний полуавтомат для циліндричних коліс високої точності	5В833	320×10	1	1,0	1,0	1,0	1,0	12	11
Зубошліфувальний полуавтомат для циліндричних коліс високої точності	5В51	320×10	Вище 1 кл.	1,0	2,0	2,0	1,5	11	9

## 4.2 Технологія виготовлення, яка рекомендується для шпинделів високоточних верстатів

Високі вимоги по точності і чистоті, пропоновані до відповідних поверхонь шпинделів високоточних верстатів і визначають ряд особливостей технології їхнього виготовлення, що відрізняють її від технології виготовлення шпинделів верстатів нормальної точності. Ця відмінність стосується:

- 1) методу підготовки технологічних баз для операцій фінішної обробки;
- 2) методу виконання фінішної обробки підшипникових шийок;
- 3) характеру зміцнення і стабілізації структури матеріалу шпинделів;
- 4) способу контролю розмірів, форми і взаємного розташування відповідних поверхонь шпинделів.

Крім того, технологія виготовлення шпинделів розглянутих верстатів відрізняється також більш ретельним виконанням інших основних операцій обробки.

## 4.3 Підготовка технологічних баз для операцій фінішної обробки

Шліфування шийок шпинделя виконується при його базуванні на нерухомих центрах верстата. При цьому поверхня центрального отвору шпинделя і поверхня центра шліфувального верстата можуть розглядатися як підшипник ковзання, що випробує навантаження від складової сили шліфування. Для одержання точних за формою підшипникових шийок необхідна ретельна підготовка центрів верстата і центрових чи отворів опорних фасок шпинделя.

Опорні поверхні центрів повинні мати точну форму по круглості і конусності. При обертанні оброблюваного шпинделя на точних по круглості центрах, крапки контакту центрових отворів з поверхнею центрів не змінюються, вісь обертання шпинделя не змінює положення і тим самим ство-

рюється можливість одержати високу круглість шийок шпинделя. Якщо передній конус взятих центрів не буде досить круглим, відбудеться зміна крапки контакту робочих поверхонь центрових отворів і взятих центрів і зміщення шпинделя щодо центрів.

При похибках кута конуса взятого центру верстата виникають похибки обробки. Якщо кут центру більше кута центрального отвору і торець деталі не строго перпендикулярний до його осі, то несуча поверхня в перетині буде мати форму еліпса. Якщо кут центра менше кута центрального отвору, то еліптична несуча лінія при переході конічної частини центрального отвору в циліндричну буде викликати неспівпадання осі отвору з віссю оброблюваної деталі. Крім того, при розбіжності кутів центра і центрального отвору відбувається перевантаження, у результаті чого зростає знос центрів і його нагрівання.

Для забезпечення зазначеної вище точності шийок оброблюваного шпинделя некруглість переднього конуса взятих центрів не повинна перевищувати  $1,0 \text{ мк}$ , а прилеглисть конуса Морзе центрів в отворі шпинделя і пинолі верстата повинна бути не менше 80-85%.

Опорні поверхні центрових отворів оброблюваного шпинделя чи пробок оправок, на які кріпиться порожній шпиндель, повинні мати некруглість, що не перевищує  $3 \text{ мкм}$ . Ширина опорних поверхонь центрових отворів не повинна перевищувати  $1,5\text{-}2,5 \text{ мм}$ .

Високу точність форми опорних поверхонь центрових отворів можна одержати при їхній обробці верстаті для шліфування центрових отворів. Верстати для шліфування центрових отворів застосовуються трьох типів, що відрізняються схемою обробки.

До першого типу відносяться верстати, у яких шліфувальне колесо має форму конуса з кутом  $60^\circ$  і при обробці центрального отвору вершина інструмента охоплює всю конічну поверхню; оброблювана деталь при цьому нерухома (рис. 4.1,*a*).

До другого типу відносяться верстати. У яких шліфувальне колесо

торкаючись оброблюваної поверхні утворює конус, а обробка всієї поверхні центрального отвору здійснюється за рахунок обертання оброблюваного виробу навколо власної осі (рис. 4.1, б). Для поліпшення якості обробки шліфувальне колесо одержує осцилюючий рух вздовж твірної оброблюваного отвору.

До третього типу відносяться верстати, у яких шліфувальне колесо робить три рухи; навколо власної осі, планетарне навколо осі оброблюваного отвору, осцилювання вздовж твірної оброблюваного отвору (рис. 4.1, в). Оброблювана деталь при цьому способі обробки, як правило, нерухома, але можливість її обертання не виключається.

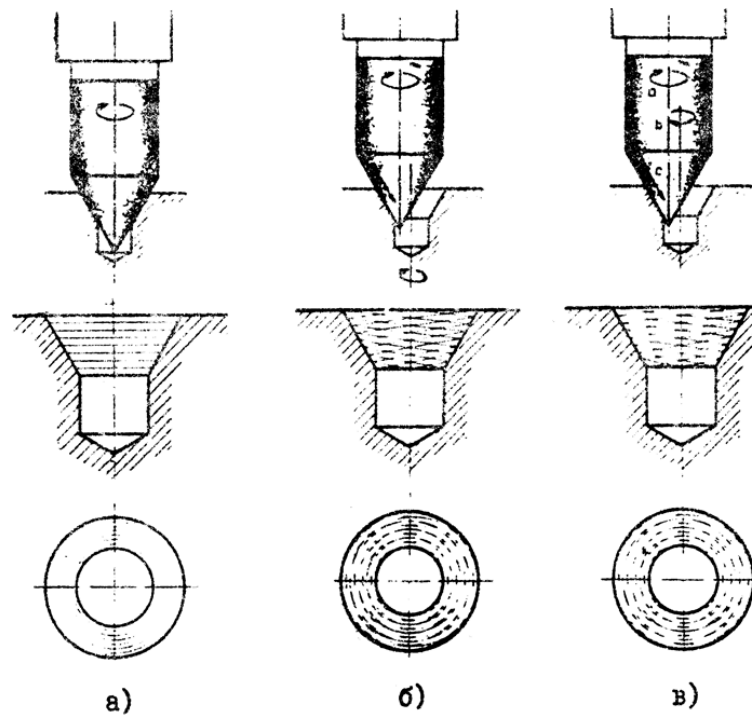


Рисунок 4.1 – Схеми обробки центрових отворів на центр-шліфувальних верстатах

Стосовно до шпинделів найбільшу точність форми центрових отворів забезпечують верстати другого і третього типів. У цих верстатів більш висока, у порівнянні з верстатами першого типу, точність досягається за рахунок торкання шліфувальним колесом оброблюваної поверхні по твірній конуса і обертання деталі або планетарного обертання шліфувального кола.

З вітчизняних верстатів для шліфування центрових отворів шпинделів можна рекомендувати верстат моделі 3А922. Діаметр встановленої деталі в цьому верстаті складає 20-200 мм, довжина 100-1000 мм, діаметр отвору, що шліфується, 4-90 мм, кут оброблюваних центрових гнізд 60°.

Іншим методом одержання високої точності форми центрових отворів шпинделя є розкочування їхнім твердосплавним центром на токарному верстаті (рис. 4.2).

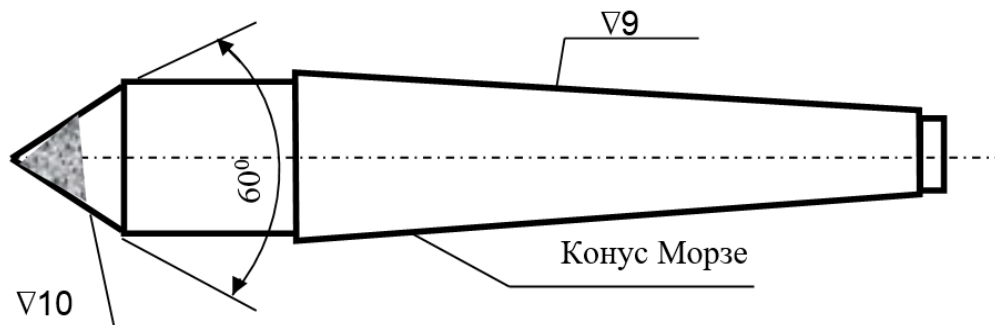


Рисунок 4.2 – Центр для розкочування центрального отвору

#### Технічні вимоги

1. Конус Морзе перевірити на прилеглість по калібру; прилеглість по фарбі не менш 80% довжини утворюючих.
2. Некруглість твердосплавної частини конуса 60° не більш 1,0 мкм.
3. Биття конуса 60° щодо осі конуса Морзе не більш 5 мкм.

При розкочуванні шпиндель кріпиться в патроні і люнеті, а розкочувальний центр – у піноли задньої бабки. Розкочування виконується при великих кількостях оборотів шпинделя (порядку 1000 у хвилину) і при ручному піджимі пінолі з центром. При такій обробці висока точність форми і чистота поверхні досягається за рахунок пластичної деформації металу по поверхні центрових отворів, нагрітих до високої температури внаслідок тиску тертя.

Розкочування гладким твердосплавним центром застосовується для

підготовки центрових отворів шпинделів, виготовлених з сталі яка азотується, і проводиться до азотування. У результаті азотування, виконуваного при порівняно низьких температурах, форма центрального отвору практично не змінюється, що дозволяє обійтися без наступної обробки останнього. Для полегшення операції розкочування центровий отвір рекомендується попередньо розенкерувати 60-градусним конусним зенкером, ріжуча частина якого прошліфована на тому ж верстаті і з тієї ж установки, при якому шліфувався центр для розточування.

Перевага методу розкочування центрових отворів твердосплавним центром – можливість забезпечення збігу кута конуса центрального отвору й опорного центра шліфувального верстата, що не завжди забезпечується при шліфуванні центрових отворів. Такий збіг забезпечується за умови шліфування з однієї установки, як опорних центрів верстата, на якому буде виконуватися фінішне шліфування шпинделя. Так і твердосплавного центра, яким розкочуються центрові отвори шпинделя.

#### 4.4 Фінішна обробка підшипникових шийок

На заводах застосовуються три методи фінішної обробки відповідних шийок шпинделів верстатів високої й особливо високої точності; ручне доведення притираннями, суперфінішування, тонке шліфування.

З цих трьох методів тільки тонке шліфування забезпечує необхідну точність форми і чистоту поверхні шийок при прийнятій продуктивності й економічності.

Ручне доведення притираннями дозволяє одержати точність форми і чистоту поверхні. Однак ця операція надзвичайно трудомістка і виконується робітником дуже високої кваліфікації. Крім того, при доведенні відсутня впевненість, що буде постійно забезпечуватися необхідна якість – умова, необхідна для серійного виробництва з планованим ритмом.

Суперфінішування забезпечує достатню чистоту поверхні і дозволяє

зменшити до необхідності некруглість шийок, отриману при попередньому суперфінішуванні, при шліфуванні на верстатах підвищеної точності. Що стосується форми шийки в осьовому перерізі, то після суперфінішування вона в багатьох випадках трохи погіршується в порівнянні з тим, якою вона була до суперфінішування.

Для одержання високих класів чистоти поверхні шийок шпинделя і високої їхньої точності по круглості потрібно операцію суперфінішування виконувати в кілька переходів (3-4), застосовуючи послідовно бруски все меншої зернистості, а також змінюючи кінематичний режим суперфінішування. Таке виконання операції суперфінішування різко збільшує її тривалість і робить її менш економічною в порівнянні з операцією тонкого шліфування.

Від недоліків останніх двох методів фінішної обробки відрізняється метод тонкого шліфування.

Тонке шліфування здійснюється безпосередньо після чистового шліфування і виконується на круглешліфувальному верстаті особливо високої точності. Верстат повинен бути досить твердим для забезпечення вібростійкості і повного виправлення первинних похибок форми шийок шпинделя. У цьому випадку для тонкого шліфування придатні верстати, у яких амплітуда коливань шліфувальної бабки щодо оправки з датчиком відносних коливань, закріпленої в центрі верстата, не перевищує 0,5 *мкм*.

Тонке шліфування виконується колами з білого електрокорунда, зернистістю 16-25, твердістю МЗ-СМІ, на керамічному зв'язуванні. Швидкість кола 30-35 *м/с*. Для охолодження застосовується змащувально-охолоджуюча рідина наступного складу: триетаноламин 0,8%, нітрит натрію 0,25%, олеїнова кислота 0,1%, інше, вода.

Чистове і тонке шліфування можна виконувати послідовно при одній установці шпинделя на верстаті. У цьому випадку після чистового шліфування, проведеного при звичайних режимах для 9-го класу чистоти поверхні, залишається припуск у 0,01-0,015 *мм*, що усувається при режимах тон-

кого шліфування. Режими тонкого шліфування різні для одержання 11 і 12-го класів чистоти.

12-й клас чистоти поверхні шийок шпинделя при їх некруглості в межах 0,5 мкм досягається при тонкому шліфуванні з наступними режимами: швидкість столу 15-25 мм/хв, швидкість обертання шийки, що шліфується, 8-10 м/хв, поперечна подача при першому проході до 0,01 мм, при другому проході до 0,005 мм, вихід в 2-3 прохода. Виправлення кола виконується алмазом перед шліфуванням шийок кожного шпинделя, при робочій швидкості кола, швидкості столу 35-45 мм/хв і поперечній подачі при першому проході 0,03 мм, при другому проході 0,005 мм із виходжуванням у два проходи.

11-й клас чистоти поверхні шийок шпинделя при тієї ж некруглості можна одержати при наступних режимах тонкого шліфування: швидкість столу 150-200 мм/хв, швидкість обертання шийки, що шліфується, 12-15 м/хв, поперечна подача при першому проході до 0,01 мм, при другому проході до 0,005 мм, виходжування в 2-3 проходу. Виправлення кола алмазом виконується перед шліфуванням шийок кожного шпинделя при робочій швидкості кола, швидкості столу 50-100 мм/хв, поперечній подачі при першому проході 0,03 мм, при другому проході 0,005 мм і дворазовому виходжуванні.

#### 4.5. Зміцнення і стабілізація структури матеріалу шпинделів

Для зміцнення шпинделів високоточних верстатів застосовується азотування чи цементация з наступним загартуванням і відпущенням. У відповідності з цим рекомендується виготовляти ці деталі зі сталі марок 18ХГТ, 38ХВФЮА, 38ХМЮА, 38ХЮ і 12ХНЗА.

При термообробці шпинделів необхідно враховувати особливості, які зв'язані з забезпеченням мінімального коробення шпинделя при виготовленні і формуванні його геометрії.

Для одержання шпинделя з мінімальним коробленням необхідно в технологічний процес його виготовлення включити операцію високотемпературного стабілізуючого відпуску, що забезпечує зниження рівня напруг, викликаних попередньою механічною обробкою. Крім того, впливають всі операції термічної обробки шпинделя виконані при його вертикальному положенні, бажано в підвішеному стані. Мінімуму коробленню шпинделя на фінішному етапі його виготовлення сприяє рівномірне знімання металу при наступному, після загартування, шліфування. Таке зняття металу запобігає утворенню несиметричних залишкових внутрішніх напружень.

Сталість геометрії шпинделя в процесі його експлуатації досягається підвищенням тривалості відпуску після загартування і введенням додаткової операції старіння між попереднім і кінцевим шліфуванням (крім шпинделів, виготовлених з азотуємих солей).

Відповідно до цього термічну обробку шпинделів верстатів високої і особливо високої точності в процесі механічної обробки рекомендується виконувати по одній з наступних схем:

Шпинделі, які зміцнюють цементациєю:

(сталі 18ХГТ і 12ХНЗА)

1. Чорнова механічна обробка.
2. Високий відпуск (призначається в окремих випадках для шпинделів малої твердості). Виконується при нагріванні в шахтній печі до температури 570-600<sup>0</sup>С з витримкою протягом 1,0-1,5 години; охолодження до 300-250<sup>0</sup> з піччю, далі на повітрі.
3. Основна механічна обробка.
4. Цементация. Нагрівання в шахтній печі до 930<sup>0</sup>. Охолодження з піччю.

Тривалість витримки при цементациі (після прогріву) коливається в широких межах в залежності від товщини шару чи ваги і площі поверхні деталей, що завантажуються, і ряду інших факторів.

5. Високий відпуск (для сталі 12ХНЗА). Нагрівання до 650<sup>0</sup> з витри-

мкою в 2-3 годин і охолодження на повітрі.

6. Загартування. Нагрівання до  $790-860^{\circ}$  з охолодженням в оливи до  $150-100^{\circ}$ ; температура оливи  $60-100^{\circ}$ .

7. Обробка холодом (тільки для сталі 12ХНЗА). Охолодження в вертикальній холодильній камері при температурі –  $(70-80^{\circ}\text{C})$  з витримкою протягом 30-40 хв і наступним нагріванням до температури цеху на повітрі.

8. Відпустка. Нагрівання в шахтній масляній ванні до  $170-210^{\circ}$  з витримкою протягом 5-6 годин і наступним охолодженням на повітрі.

9. Напівчистова механічна обробка.

10. Стабілізуючий відпуск (старіння). Нагрівання в шахтній масляній ванні до  $170^{\circ}$  з витримкою протягом 10-20 годин (10-12 годин для шпинделів верстатів високої точності і 18-20 годин для шпинделів верстатів особливо високої точності); охолодження на повітрі.

11. Остаточна механічна обробка.

Шпинделі, які зміцнюють азотуванням:

(стали 18ХГТ, 38ХВФЮА, 38ХМЮА, 38ХЮ)

1. Чорнова механічна обробка.

2. Поліпшення. Загартування при нагріванні до  $910-940^{\circ}$  з охолодженням в олії і відпуск при нагріванні до  $570-660^{\circ}$  з витримкою протягом 2-3 годин і охолодженням на повітрі. Для шпинделів великих розмірів замість поліпшення допускається нормалізація з високим відпуском.

3. Основна механічна обробка.

4. Високий відпуск. Нагрівання в шахтній печі до  $550-610^{\circ}$  з витримкою в плиті 3-4 годин і охолодженням з піччю до  $300-250^{\circ}$ , далі на повітрі.

5. Напівчистова механічна обробка.

6. Азотування. Нагрівання в шахтній печі для азотування до  $510-540^{\circ}$  з витримкою 40-50 годин. Охолодження в потоці частково дисоційованого аміаку до  $250-200^{\circ}$ , далі на повітрі.

7. Остаточна механічна обробка.

#### 4.6 Виконання проміжних операцій обробки шпинделів

При фінішному шліфуванні відповідних поверхонь шпинделя повинні бути цілком виправлені первинні похибки їхньої форми. Такому виправленню форми сприяє ретельне виконання проміжних операцій обробки, збільшення кількості операцій проміжного шліфування відповідних поверхонь до 2-3 з поступовим зменшенням припуску і доведення його до 0,015-0,02 мм для операції тонкого шліфування. Токарна обробка зовнішніх поверхонь і конусного отвору під шліфування виконується з припуском 0,5-0,6 мм, причому при розточенні конусного отвору під шліфування шпиндель виварюється в люнеті в межах 0,05 мм.

Напівчистове шліфування зовнішніх поверхонь і конусного отвору здійснюється на верстатах підвищеної точності з припуском 0,15-0,2 мм; при цьому виварювання шпинделя по биттю при шліфуванні конусного отвору виконується з точністю 0,01 мм. Напівчистове шліфування зовнішніх поверхонь порожніх шпинделів виконують при їхньому базуванні на конусах чи пробках на грибкових центрах. Пробки повинні бути атестовані по центрових отворах і конусам.

#### 4.7 Контроль шпинделів

Висока точність розмірів, форми і взаємного розташування підшипникових шийок і внутрішнього конуса шпинделів високоточних верстатів вимагає для їхньої перевірки застосування більш точних методів контролю і вимірювальних приладів, чим для контролю шпинделів верстатів нормальної точності.

Особливо важливим є контроль одного з основних елементів форми підшипникових шийок – круглості поперечного переріза. Застосування для такого контролю прибороіндикаторного типу і заснованих на них пристосувань не дає бажаних результатів, тому що вони забезпечують в основному лише

вимірювання діаметра деталі і не дозволяють знайти деякі розповсюджені види відхилень від круглості. Задовільні результати дає застосування спеціальних приладів для контролю круглості.

Найбільше застосування для контролю круглості шийок шпинделів знаходять прилади моделей 218 і 246 заводу «Калібр» і моделей «Talyrond-50» і «Talyrond-II» англійської фірми «Taylor and Hobson». Усі ці прилади засновані на раціональному методі контролю, при якому по всьому контуру перетину вимірюють відхилення дійсного радіуса від еталонного. Відхилення в збільшеному виді записуються на діаграмному диску в полярній системі координат.

На рис. 4.3 у вигляді приклада показана діаграма круглості підшипникової шийки шпинделя після тонкого шліфування, отримана при збільшенні в 10000 разів. Некруглість шійки складає 0,3 мкм.



Рисунок 4.3 – Діаграма круглості підшипникової шийки шпинделя після тонкого шліфування

Приклад моделі 218 допускає вимір некруглості в деталях із зовнішнім діаметром до 300 мм і висотою до 400 мм. Похибка виміру – не більш 0,0001 мм. Габаритні розміри приладу 800×600×(1450×1700) мм. Прилад моделі 246 дозволяє перевіряти деталі з зовнішнім діаметром до 350 мм і висотою до 1500 мм. Похибка виміру 0,0002 мм. Габаритні розміри приладу 1200×800×3000 мм.

На приладі «Talyrond-50» за допомогою стандартного набору щупів можуть бути перевірені деталі з зовнішнім діаметром 1,6-350 мм і висотою до 254 мм. Габаритні розміри приладу 482×940×1473 мм. Прилад «Talyrond-II» призначений для перевірки великогабаритних деталей висотою до 1500 мм.

Для перевірки параметрів підшипникових шийок шпинделів рекомендується система контролю, приведена в табл.4.3. Контроль відповідальних поверхонь шпинделів після фінішних операцій механічної обробки виконується спочатку на ділянці механічної обробки, а потім у контрольному відділенні.

Таблиця 4.3 – Методи контролю підшипникових шийок шпинделів високо-точних верстатів

Контрольований параметр	Найменування контрольного прибору або інструменту	Примітка
Діаметр	Мікрометр із ц.д. не більш 0,002 мм Пассаметр із ц.д. не більш 0,002 мм Гранична скоба	
Круглість	Прилад для виміру круглості (моделі 218 і 246 заводу «Калібр», «Talyrond» і ін.)	
Профіль поздовжнього перетину	Вертикальний оптиметр із ц.д. 0,001 мм Горизонтальний оптиметр із ц.д. 0,001 мм Проекційний оптиметр із ц.д. 0,001 мм Оптикатор із ц.д. 0,001 чи 0,002 мм Мікрокатор з ц.д. 0,0002 чи 0,001 мм Мілімес із ц.д. 0,001 мм Мікронний індикатор	Застосовувати ці прилади рекомендується до створення спеціальних контрольних пристроїв
Здатність	Призма з кульковим упором і однією вимірною головою з ц.д. 0,001-0,002 мм Прилад для виміру круглості	Рекомендується застосовувати до створення спеціальних приладів. Здатність визначається порівнянням круглограм шийок, які перевіряються за одну установку
Перпендикулярність базових торців	Призми з кульковим упором і однією вимірною головою з ц.д. 0,001-0,002 мм	Рекомендується застосовувати до створення спеціальних приладів
Шорсткість поверхні	Профілограф Профілометр	

#### 4.8 Технологічні процеси обробки шпинделів високоточних верстатів

У табл. 4.4 і 4.5 приведені маршрутні технологічні процеси обробки двох шпинделів високоточних верстатів.

Маршрутний технологічний процес обробки шпинделя зубошліфувального верстата високої точності приведений у табл. 4.4. Матеріал шпинделя – сталь 12ХНЗА. Зміцнена цементацією на глибину 0,8-1,2 мм і загартування до твердості HRC 58-62. Різьблення M96×1,5, при цементації ізолювати. Похибка відповідних шийок (конусні шейки з конусністю 1:3 і 1:5) по некруглості не повинна перевищувати 0,001 мм при їхньому битті щодо осі в межах 0,001 мм. Чистота поверхні цих шийок 11-12-й клас. Прилеглість конусів менш 85% довжини утворюючих. Чиста вага шпинделя 27,1 кгс.

Маршрутний технологічний процес обробки шпинделя внутрішньошліфувального верстата особливо високої точності приведений у табл. 4.4. Матеріал шпинделя – сталь 38ХМЮА. Зміцнення азотуванням до твердості HRC 68 (HV 850). Похибка підшипникових шийок (діаметром 55 мм) по некруглості не повинна перевищувати 0,0005 мм. А по конусності – 0,001 мм. Чистота поверхні цих шийок 11-й клас. Биття торців фланця і торця підшипникових шийок у межах 0,001 мм. Биття конуса Морзе №4 і передній конуси щодо підшипникових шийок 0,001 мм; прилягання цих конусів по фарбі не менш 80% довжини утворюючих. Биття всіх неробочих поверхонь у межах 0,01 мм. Чиста вага шпинделя 5,1 кгс.

Таблиця 4.4 – Маршрутний технологічний процес обробки шпинделя  
зубошліфувального верстата високої точності

Найменування операції	Зміст операції	Устаткування
1	2	3
Фрезерно-центрувальна	Фрезерування торців і центрування	Фрезерно-центрувальний верстат МР-73
Токарна	Чорнове обточування уступів; зняття фасок	Токарний верстат 16Б20
Контрольна	Контроль розмірів	-
Термічна	Висока відпустка	Шахтна піч
Токарна	Обточування двох шийок під люнети	Токарний верстат 16Б20
Токарна	Підрізування торців і їхнє перецентрування	Токарний верстат 16Б20
Токарська	Обточування циліндричних уступів під шліфування остаточно; підрізування торця і зняття фасок	Токарний верстат 16Б20
Токарна	Обточування конусів під шліфування	Токарний верстат 16Б20
Фрезерна	Фрезерування шестигранника	Горизонтально-фрезерний верстат 6МВІГ
Слюсарна	Зняття гострих країв	-
Термічна	Цементация, висока відпустка	Шахтна піч
Токарна	Обточування уступів під різьблення для зняття цементацийного шару; прорізка канавок і зняття фасок	Токарний верстат 16Б20
Фрезерна	Фрезерування шпонкових пазів	Горизонтально-фрезерний верстат 6МВІГ
Слюсарна	Зняття гострих країв	-
Контрольна	Контроль розмірів	-
Термічна	Загартування, обробка холодом, відпустка	Шахтна піч; вертикальна холодильна камера
Шліфувальна	Ручне зачищення центрових отворів; шліфування двох уступів під люнети центрошліфувального верстата	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Центрошліфувальна	Шліфування центрових отворів	Центрошліфувальний верстат 3А922
Шліфувальна	Попереднє шліфування циліндричних уступів	Круглошліфувальний верстат 3Б161

Продовження таблиці 4.4.

1	2	3
Шліфувальна	Попереднє шліфування конусів 1:3	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Попереднє шліфування конуса 1:5	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Попереднє шліфування конуса 1:10	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Контрольна	Контроль розмірів	-
Термічна	Стабілізуючий відпустка (старіння)	Шахтна чи піч масляна ванна
Центрошліфувальна	Шліфування центрових отворів	Центрошліфувальний верстат 3А922
Шліфувальна	Остаточне шліфування циліндричних уступів і уступів під різьблення	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Контрольна	Контроль розмірів	-
Шліфувальна	Напівчисте шліфування конусів 1:3	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Напівчисте шліфування конусів 1:5	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Напівчисте шліфування конусів 1:10	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Різешліфувальна	Остаточне шліфування різьблень	Різешліфувальний верстат 5822Б3
Контрольна	Контроль різьблення	-
Шліфувальна	Остаточне шліфування конуса 1:10	Круглошліфувальний верстат особливо високої точності
Контрольна	Контроль конуса 1:10	-
Шліфувальна	Остаточне шліфування конуса 1:5	Круглошліфувальний верстат особливо високої точності
Контрольна	Контроль конуса 1:5	-
Шліфувальна	Остаточне шліфування конусів 1:3	Круглошліфувальний верстат особливо високої точності
Контрольна	Остаточний контроль шпинделя	-

Таблиця 4.5 – Маршрутний технологічний процес обробки шпинделя  
універсального внутрішньо-шліфувального верстата  
особливо високої точності

Найменування операції	Зміст операції	Устаткування
1	2	3
Фрезерно-центрувальна	Фрезерування торців і центрування	Фрезерно-центрувальний верстат МР-73
Токарна	Чорнове обточування з боку фланця	Токарний верстат 16Б20
Токарна	Чорнове обточування з іншої сторони	Токарний верстат 16Б20
Свердлильна	Свердління центрального отвору на прохід кінцево	Горизонтально-свердлильний верстат для глибокого свердління ОС-801
Контрольна	Контроль розмірів	-
Термічна	Поліпшення	Шахтна піч
Токарна	Обточування шийок під люнети (на базі центрових отворів)	Токарний верстат 16Б20
Токарна	Підрізання торця переднього кінця; розсвердлювання і розточування конуса Морзе №4 під шліфування; розточування виточення в отворі остаточно; розточування фасок кінця отвору	-
Токарна	Підрізання торця заднього кінця і розточування фасок кінця отвору	Токарний верстат 16Б20
Токарна	Обточування уступа і фланця і підрізання торців із хвостової частини під шліфування. Прорізка канавок остаточно. Зняття фасок	Токарний верстат 16Б20
Токарна	Обточування і підрізання торців із хвостової частини під шліфування. Прорізка канавок остаточно. Зняття фасок	Токарний верстат 16Б20
Контрольна	Контроль розмірів	-
Термічна	Висока відпустка	Шахтна піч
Фрезерна	Фрезерування радіусних виємний на торці і периферії фланця остаточно	Горизонтально-фрезерний верстат 6Н804М
Фрезерна	Фрезерування шпонкового паза остаточно	Шпонково-фрезерний верстат 692М
Слюсарна	Зачищення задирів і притуплення гострих крайок	-
Токарна	Відрізання свідка від деталі. Розточування на кінці отвору фасок. Таврування шпинделя і свідка	Токарний верстат 16Б20

Продовження таблиці 4.5.

1	2	3
Шліфувальна	Попереднє шліфування фланця по периферії і торцю і зовнішньому конусу	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Попереднє шліфування циліндричних уступів і торців із хвостової частини	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Напівчисте шліфування торців і отвору конуса Морзе №4 і фасок 60° як чисто	Універсальний круглошліфувальний верстат 3А130
Шліфувальна	Шліфування з хвостової частини фаски 60° і отвору на довжину 40-50 мм як чисто	Універсальний круглошліфувальний верстат 3А130
Координатно-розточувальна	Обробка отворів у фланці	Координатно-розточувальний верстат 2410
Контрольна	Контроль розмірів	-
Термічна	Азотування	Шахтна піч для азотування
Слюсарна	Запресування пробок в отвір конуса Морзе №4 і центральний отвір із хвостової частини	-
Центрошліфувальна	Шліфування центрових отворів пробок у зборі зі шпинделем	Центрошліфувальний верстат 3А922
Шліфувальна	Напівчистове шліфування зовнішнього конуса. Кінцеве шліфування фланця по периферії і торцю	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Шліфувальна	Напівчистове шліфування підшипникових шийок і їхнього торця. Остаточне шліфування інших циліндричних уступів, уступів під різблення й інших торців	Круглошліфувальний верстат 3Б161
Контрольна	Контроль розмірів	-
Різешліфувальна	Остаточне шліфування різблення	Різешліфувальний верстат 5822Б3
Контрольна	Контроль розмірів	-
Слюсарна	Заправлення кінця різблення і на-вивертання гайки для запобігання різблення від забої	
Шліфувальна	Зняття гайки. Остаточне шліфування зовнішнього конуса і торця фланця.	Круглошліфувальний верстат особливо високої точності
Контрольна	Контроль розмірів і форми	-

Продовження таблиці 4.5

1	2	3
Шліфувальна	Зняття гайки. Остаточне шліфування підшипникових шийок і їхнього торця.	Круглошліфувальний верстат особливо високої точності
Контрольна	Контроль розмірів	-
Слюсарна	Зняття пробок	
Шліфувальна	Зняття гайки. Остаточне шліфування конуса Морзе №4	Універсальний круглошліфувальний верстат особливо високої точності
Контрольна	Кінцевий контроль шпинделя	-

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У випускній роботі виконано обґрунтування проведеної модернізації з використанням інформації з мережі *internet*, запропонована і використана методика оцінки ефективності модернізації верстата на самих ранніх стадіях проектування.

Розроблені з використанням технології програмування MathCAD2016 дві оригінальних методики розрахункового аналізу точності шпиндельних вузлів і точності траєкторій рухів столу верстата по направляючих, що дозволяють розрахунковим шляхом на стадії проектування прогнозувати статичні і динамічні характеристики найважливіших вузлів несучої системи верстата.

Проведено аналіз статичних і динамічних характеристик шпиндельного вузла різних компоновок і обрана найкраща.

Проведено дослідження спецтехнологій виготовлення прецизійних шпинделів шліфувальних верстатів.

Проведені заходи щодо дослідження і модернізації верстата дозволяють підвищити продуктивність і точність обробки заготовок на ньому, а також розширити його технологічні можливості.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Металорізальні верстати. Кінематичний аналіз. Практикум до виконання практичних та лабораторних робіт [Електронний ресурс]: Навч. посібник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Металорізальні верстати та системи» / О.В. Шевченко, А.Ю. Беляєва; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 6,5 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 86 с.
2. Агрегатно модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. Під заг. Ред.. Ю.М. Кузнецова. Навч. Посібник для ВНЗ. Кіровоград, 2003. – 507с.
3. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник за ред. Р.І. Сіліна. – Львів: Видавництво «Бескид Бід», 2008. – 448с.
4. Деталі машин: підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с.
5. Деталі машин: Навчальний посібник / Г.М. Борозенець, В.М. Павлов., І.В. Семак. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.
6. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс]: навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад. А.К. Скуратовський. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.
7. Гандзюк М.П., Желібо Е.Л., Халімовський М.О. Основи охорони роботи./ За ред. М.П. Гандзюка.- К.: Каравела, 2004.- 408с.
8. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.
9. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних ве-

рстатах: Монографія Упорядник Кузнецов Ю.М. – К.: Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с.

10. Булига Ю.В. Теорія різання. Розрахунок режимів різання: практикум / Булига Ю.В., Веселовська Н.Р., Міськов В. П. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 67 с.

11. Вайнтрауб М. А. Засоби контролю процесів механообробки надточних деталей : монографія / Г.С. Тимчик, В.І. Скицюк, М.А. Вайнтрауб, Т.Р. Ключко. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 516 с., іл. – Бібліогр. : с. 503 – 513.

12. Кобзар Є.П., Мельничук Л.С., Громовий О.А. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем: Навчальний посібник. - Житомир: ЖІТІ, 2000. - 361 с.

13. Обладнання і транспорт механообробних цехів: навч. посіб. / А.Ю. Довгополов, А.О. Нешта, В.О. Колесник. Суми: Сумський державний університет, 2023. 96 с.

14. Організація виробництва: підручник / за ред. А.І. Яковлева, С.П. Сударкіної, М.І. Ларки. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2016. – 436с.

15. Муляр Ю.І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник / Ю.І. Муляр, С.В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.

16. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Кривий Ріг: Видавництво «Мінерал», 2006.- 462 с.

17. Паливода Ю.Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.

18. Технологія верстатних робіт: навч.пос. для проф.-техн. навч. закладів / М.А. Вайнтрауб, В.Й. Засельський, Д.В. Пополов, за наук. ред. М.А. Вайнтрауба. – К.: 2015. – 199с.

19. Гевко Б.М. Технологія обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник / Гевко Б.М., Матвійчук А.В. – Тернопіль: ТДТУ, 2004. – 131 с.
20. Залога В.О. Сучасні інструментальні матеріали у машинобудуванні: навчальний посібник / В.О. Залога, О.О. Залога, В.Д. Гончаров; за загальн. ред. В.О. Залози. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 371 с.
21. Поліщук Л.К. Верстатні комплекси. Проектування роботів та маніпуляторів: навчальний посібник. Ч. 1 / Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 132 с.
22. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: навчальний посібник / Ю.М. Данильченко, О.В. Шевченко, В.А. Ковальов, В.Н. Волошин. – Київ: НТУУ «КПІ», 2007. – 60 с.
23. Основи охорони праці: Підручник. 21-ге видання, доповнене та перероблене. / К.Н. Ткачук, М.О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д.В. Зеркалов, Р.В. Сабарно, О.І. Полукаров, В.С. Коз'яков, Л.О. Мітюк. За ред. К.Н. Ткачука і М. О. Халімовського. – К.: Основа, 2006 – 448 с.
24. Трегуб В.Г. Проектування систем автоматизації: Навч. посібник / В.Г. Трегуб. – К.: Видавництво Ліра-К, 2014. – 344 с.
25. Палій С., Сльозко М. Розробка оптимальної компоновки свердлильного верстата. Тези III студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії”. Луцьк: ЛНТУ – 2023р.– 404 с.
26. Палій С., Сльозко М. Вдосконалення конструкції шпindelного вузла шліфувального верстата. Тези III студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії”. Луцьк: ЛНТУ – 2023р.– 404 с.
27. Технологія машинобудування: навч. посіб. / [І.І. Юрчишин, Я.М. Литвиняк, І.Є. Грицай та ін.] // За ред. І.І. Юрчишина. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2009. – 528 с.
28. Міренський І.Г. Основи технології машинобудування: навч. посіб. / І.Г. Міренський. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 275 с. 14. Муляр Ю.І. Програ-

мування багатоінструментальної обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник. / Муляр Ю.І. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 192 с. 15. Невлюдов І.Ш. Комп'ютерні технології автоматизованого виробництва [Текст]: Навч. посібник / І.Ш. Невлюдов, М.А. Бережна. – Харків: Компанія СМІТ, 2007. – 368 с.

29. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; М-во освіти і науки України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

30. Розрахунок найвигідніших режимів різання при точінні: навч. посіб. / А.І. Грабченко, М.Д. Узунян, Н.В. Зубкова та ін. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – 88 с.

31. Стискін Г.М. Інструменти для механічної обробки матеріалів. / Г.М. Стискін, М.П. Ревнівцев, М.М. Берізко, В.А. Мелещик – Л.: Оріяна-Нова, 2002. – 240 с.

## **ДОДАТКИ**